

Konzeptvalidierung einer aktiven Luftfederung im Kontext autonomer Fahrzeuge

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigte

D I S S E R T A T I O N

vorgelegt von

Philipp Hedrich M.Sc.

aus Hanau

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski
Tag der Einreichung:	24.07.2018
Tag der mündlichen Prüfung:	16.10.2018

Darmstadt 2018

D 17

Hedrich, Philipp: Konzeptvalidierung einer aktiven Luftfederung im
Kontext autonomer Fahrzeuge
Darmstadt. Technische Universität Darmstadt
Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2019
urn:nbn:de:tuda-tuprints-84690
Tag der mündlichen Prüfung: 16. Oktober 2018

Veröffentlicht unter CC-BY-SA 4.0 International
<https://creativecommons.org/licenses>

Vorwort des Herausgebers

Kontext

Personenkraftwagen werden erst in der nächsten Dekade im wahren Wortsinn automobil. D. h. sie bewegen sich von A nach B geregelt von einer Maschine. Obgleich der Autopilot im Luft- und Seeverkehr heute Gegenwart ist, ist er im Straßenverkehr noch Zukunft. Das Fahrzeugchassis soll dann weitgehend isoliert von Straßen- oder Trägheitsanregungen (Wanken, Nicken infolge Beschleunigung und Kurvenfahrt) sein, sodass die Fahrzeit durch die Passagiere z. B. für Arbeit genutzt werden kann. Diese Isolationsanforderungen sind nur durch aktive Fahrwerke erreichbar.

Das Chassis hat, wie jeder starre Körper, sechs Freiheitsgrade. Gieren sowie Translation in der mittleren Straßenebene wird durch den Antrieb, Lenkung und Reifen beeinflusst. Damit bleiben noch drei zu kontrollierende Freiheitsgrade für das Fahrwerk. Heutige aktive Fahrwerke haben allerdings zumeist nur zwei elektromechanische Aktoren, sogenannte aktive Stabilisatoren, mit denen das Wanken aktiv geregelt werden kann. Die aktiven Elemente werden durch semi-aktive Luftfedern an jeder Ecke des Chassis ergänzt (die Adjektive aktiv, semi-aktiv und passiv werden der VDI 2065 entsprechend verwendet). Allein die Fa. Daimler bietet ein System mit vier aktiven Federbeinen an jeder Ecke des Chassis an. Da die Wirkrichtung dieser aktiven Pendelstützen parallel ist, werden in der Tat nur die drei verbliebenen Freiheitsgrade kontrolliert.

Die Fa. Daimler arbeitet an einem aktiven Dämpfer, bei dem der Dämpfer in jedem Quadranten des Kraft-Geschwindigkeits-Diagramms arbeitet. Im Gegensatz dazu wird im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 805 an der TU Darmstadt an einer aktiven Luftfeder gearbeitet. Dies war dadurch motiviert, dass Luftfederungen in hochpreisigen Fahrzeugen und in zukünftigen Elektrofahrzeugen Standard sind. Die Entwicklung startete also von einer etablierten Basis. Herr Hedrich zeigt, dass es prinzipiell drei Möglichkeiten gibt, eine Luftfeder aktiv auszuführen. Er zeigt weiterhin, dass von den drei Möglichkeiten nur eine Möglichkeit praktisch ist, nämlich die den Abrollkolben der Feder aktiv verstellbar zu gestalten.

Wissenschaftliche Fragestellung

Herr Dr.-Ing. Thomas Bedarff zeigte in der Vorgängerarbeit die Machbarkeit der aktiven Luftfeder mittels eines aktiven Abrollkolbens. Hier zeigten sich auch die Vorteile des teiltragenden aktiven Aktors im Gegensatz zum volltra-

genden Aktor des Daimler ABC-Fahrwerks in der aktuellen S-Klasse. In der Arbeit von Herrn Bedarff wurden Fragen nach Funktion sowie Aufwand (Bauraum, energetischer Aufwand) noch nicht so in den Vordergrund gestellt, wie es für eine potentielle Anwendung notwendig ist. Daher verfolgte Herr Hedrich das Ziel, Methoden und Technologien darzustellen, so dass die aktive Luftfeder als Prototyp sowohl funktionell als auch energetisch bewertet werden kann.

Methode und Ergebnisse

Um den Bauraum zu reduzieren, löste sich Herr Hedrich vom mechanischen Getriebe von Herrn Bedarff und realisierte ein äußerst kompaktes hydrostatisches Getriebe, das eine Leistungsverzweigung zu zwei aktiven Abrollkolben aufweist. Hierbei handelt es sich um eine sogenannte trockene Hydraulik. Die Stellenergie hierfür kann praktischerweise elektromechanisch im Chassis zugeführt werden, wodurch die Achsmasse wünschenswerterweise klein gehalten werden kann. (Anm.: Häufig wird bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen die Massenzunahme der Achse nicht ausreichend berücksichtigt. Wie Herr Bedarff und Herr Hedrich zeigen, nimmt die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort mit zunehmender Achsmasse ab (vgl. Abbildung 1.4). Durch die Verwendung von zwei aktiven Abrollkolben und der Verwendung einer Differenzbalgluftfeder konnte der Aktor-Weg auf wenige Millimeter beschränkt werden. Das Konzept ist nun soweit gediehen, dass der Weg von der Forschung und Grundlagenentwicklung in die Anwendung geebnet ist.

Hervorzuheben ist das systematische und methodische Vorgehen von Herrn Hedrich. Herr Hedrich hat klar erkannt, dass eine Aktorentwicklung für ein mechatronisches System nicht ohne eine Potentialbetrachtung sinnvoll ist. Von besonderem Wert sind die Abbildungen 3.10 und 3.13. Auf der Ordinate und Abszisse ist die Funktion aufgetragen, nämlich die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort des Systems. Als Paretolinie ist die maximal erreichbare Fahrsicherheit vs. maximal erreichbare Fahrsicherheit für ein System dargestellt, wenn der Aktor unbegrenzt in Dynamik und Stelleistung ist und nur durch den Federweg beschränkt ist. Dieses Diagramm wird Konflikt diagramm genannt. Abbildung 3.13 ergänzt das Konflikt diagramm der Funktion um den energetischen Aufwand zur Erreichung der Funktion in der dritten Raumrichtung. Insgesamt ist durch den Reglerentwurf die Anforderung an die aktive Luftfeder herausragend gelungen. Herr Hedrich zeigt, dass viel nicht viel hilft. Eine Beschränkung der Eckfrequenz auf 5 Hz und der aktiven Stellkraft auf 30 % der statischen Last ist vollkommen ausreichend, um den Effektivwert von kinetose-bewerteter Aufbaubeschleunigung um 92 %(!) zu reduzieren.

Die Validierung seiner Ergebnisse (Aktor inklusive Regler) führt Herr Hedrich

in einem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand durch. Dabei ist die aktive Luftfeder real dargestellt. Das Fahrzeug, die Achse inkl. Reifen und Straßenanregung erfolgt vermittelt eines servohydraulischen Prüfstands inklusive Regler. Bei der Validierung hat sich Herr Hedrich sehr umfangreich mit den Grenzen des HiL-Versuchs durch Totzeiten sowie Prüfstands-Eigenschwingungen beschäftigt.

Fazit

Die hier vorliegende Monographie ist aus zwei Gründen lesenswert: Erstens wird ein aktives Fahrwerk im Vergleich zum absoluten Maß, für das die Devise „*Besser geht's nicht!*“ gilt, entwickelt. Zweitens ist die Technologie faszinierend, elegant, teiltragend, robust und funktional überzeugend.

Darmstadt, im Oktober 2018

Peter Pelz

Vorwort

Diese Dissertation ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt im Rahmen der Bearbeitung des Teilprojekts C4 des Sonderforschungsbereichs (SFB) 805 „*Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus*“ entstanden. Ich möchte dieses Vorwort nutzen, um mich bei allen zu bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz, dem Institutsleiter und dem Betreuer dieser Arbeit, für das entgegengebrachte Vertrauen sowie die konstruktive und lehrreiche Zusammenarbeit bedanken. Insbesondere die fachliche Unterstützung und die Möglichkeit eigene Ideen umsetzen zu können, haben den Grundstein für den Erfolg dieser Arbeit gelegt.

Mein weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski, dem Leiter des Fachgebiets Regelungstechnik und Mechatronik (rtm) der TU Darmstadt, für die Übernahme des Koreferats und die Kooperation im Rahmen eines Projekts im SFB 805.

Herrn Dr.-Ing. Eric Lenz (rtm) möchte ich für die tolle und erfolgreiche Zusammenarbeit, aus der fünf gemeinsame Veröffentlichungen hervorgegangen sind, und für die unzähligen fachlichen Diskussionen, die nachhaltig zur Qualität dieser Arbeit beigetragen haben, ganz herzlich danken.

Die Fertigung der Aktorik der aktiven Luftfeder erfolgte größtenteils im Rahmen eines SFB-Projekts am Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen (ptw) der TU Darmstadt. Dieses Projekt hat die Grundlage für die gemeinsame Zusammenarbeit in der dritten Förderperiode des SFB gelegt. Hierfür möchte ich mich bei Herrn Christian Bölling ausdrücklich bedanken.

Mein außerordentlicher Dank gilt allen Studenten, die mich mit ihren Bachelor- und Masterarbeiten sowie Advanced Design Projects oder als Hilfwissenschaftler unterstützt haben sowie der mechanischen Werkstatt des Instituts. Herrn Dr.-Ing. Thomas Bedarff danke ich für die Vorarbeit an diesem Forschungsthema und die gute Einarbeitung. Ausdrücklich möchte ich mich bei meinen ehemaligen BürokollegInnen Tobias Corneli und Angela Antoine für die ausgezeichnete Zusammenarbeit bei gemeinsamen Projekten und die

vielen kurzweiligen Diskussionen bedanken. Meinem ehemaligen Kollegen Nicolas Brötz sowie Manuel Rexer, Jon Krüger und meinem Vater danke ich für die vielen intensiven, kritischen und konstruktiven Gespräche, die für die Erstellung dieser Arbeit hilfreich waren. Ebenso möchte ich John Friesen für seine hilfreichen Anmerkungen danken.

Meinen Eltern danke ich für die fortwährende Unterstützung, die den Weg für diese Arbeit geebnet hat.

Mein besonderer Dank gilt Victoria für ihre liebevolle und beständige Unterstützung in allen Lebenslagen, ohne die diese Dissertation in dieser Form sonst nicht möglich gewesen wäre. Als Zeichen meines Dankes ist ihr diese Arbeit gewidmet.

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe.

Darmstadt, im Juli 2018
Philipp Hedrich

Theorie ohne Praxis ist leer, Praxis ohne Theorie ist blind!
Immanuel Kant, deutscher Philosoph

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Feder-Dämpfer-Systeme	3
1.2	Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit	6
1.3	Die aktive Luftfeder der TU Darmstadt	9
1.4	Einordnung in den Kontext des Sonderforschungsbereichs 805	13
1.5	Forschungsfragen und Aufbau der Arbeit	16
2	Grundlagen zur aktiven Luftfederung	19
2.1	Aktive Systeme	19
2.2	Luftfedern	23
2.3	Konzept der aktiven Luftfeder	24
2.4	Vorarbeiten zur aktiven Luftfeder an der TU Darmstadt	28
2.5	Physikalische Modellbildung	30
2.5.1	Aktiver Luftfederdämpfer	32
2.5.2	Volumen, Verdränger- und Tragflächen	34
2.5.3	Aktive Luftfeder	36
2.5.4	Maximale Dämpfarbeit bei pneumatischer Dämpfung	37
3	Optimale vertikaldynamische Schwingungsminderung	39
3.1	Modellbildung	41
3.1.1	Viertelfahrzeugmodell	41
3.1.2	Virtuelle stochastische Straßenanregung	44
3.1.3	Generisches Aktormodell	47
3.2	Vertikaldynamische Fahrwerksregelung	48
3.2.1	H_2 -optimale Regelung	50
3.2.2	Freies Optimierungsproblem	51
3.2.3	Strukturbeschränktes Optimierungsproblem	52
3.3	Generische Voruntersuchungen	53
3.3.1	Referenzsysteme	54
3.3.2	Einfluss des Aktors	55
3.3.3	Einfluss der Reglerstruktur	58
3.3.4	Einfluss der verfügbaren Aktorstelleistung	62
3.4	Minimierung von Kinetose und Maximierung von Fahrkomfort	67
3.5	Fazit	72
4	Produktentwicklung der aktiven Luftfeder	75
4.1	Methodik	76
4.1.1	Konventionelle Produktentwicklungsmodelle	76

4.1.2	Identifizierte Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess	78
4.1.3	Resiliente Produktentwicklungsmethodik	82
4.2	Auslegung der aktiven Luftfeder	85
4.2.1	Auslegungsmethodik	85
4.2.2	Auslegung des Prototyps	87
4.3	Angewandte Produktentwicklung der aktiven Luftfeder	90
4.3.1	Resiliente Produktentwicklung des aktiven Luftfederab- rollkolbens	91
4.3.2	Teilsysteme der aktiven Luftfeder	96
4.4	Realisiertes aktives Luftfedersystem	97
4.5	Fazit	101
5	Aktive Luftfeder im Hardware-in-the-Loop-Versuch	103
5.1	Echtzeitversuchsumgebung	104
5.1.1	Hardware-in-the-Loop	104
5.1.2	Verwendete HiL-Versuchsumgebung	106
5.2	Identifizierung des hydraulischen Aktors	108
5.3	Identifizierung der Luftfeder	110
5.3.1	Passiver Betrieb der Luftfeder	110
5.3.2	Aktiver Betrieb der Luftfeder	113
5.4	Regelung der aktiven Luftfeder	117
5.4.1	Implementierte Regler	117
5.4.2	Robustheit der Regelung	119
5.5	Hardware-in-the-Loop-Versuche	123
5.5.1	Einfluss des HiL-Prüfstands	123
5.5.2	Stochastische Straßenanregung	126
5.5.3	Einzelhindernis	130
5.5.4	Leistungsbetrachtung	135
5.5.5	Dauerversuch	140
5.6	Fazit	144
6	Zusammenfassung und Ausblick	147
6.1	Zusammenfassung	147
6.2	Ausblick	149
6.2.1	Ausgangspunkte für zukünftige Untersuchungen	149
6.2.2	Aufgelöste Bauweise der aktiven Luftfeder	150
6.2.3	Die semi-aktive Luftfeder	153
	Literatur	166

A Herleitungen	167
A.1 Axialkraftänderung der Luftfeder	167
A.2 Beladungsunabhängige Aufbaueigenfrequenz bei Verwendung einer Luftfeder	170
A.3 Analytische Betrachtung der Radvergrößerungsfunktion am Viertelfahrzeug bei pneumatischer Dämpfung	171
A.4 Ideal geregeltes aktives Fahrwerk	174
A.5 Vereinfachte Berechnung der Antriebsleistung für das Referenzfahrzeug	178
A.6 Abhängigkeit der Aktorstellkraft vom Aktorweg	179
B Experiment	180
B.1 Hydraulischer Doppellinieraktor	180
B.2 Komponenten und Sensorik	182
B.3 Hydraulikschaltplan	184
B.4 Analyse von Strukturschwingungen der Prüfmaschine und deren Einfluss auf die Messungen	185
B.5 HiL-Versuche	187
C Sonstiges	188
C.1 Vorauslegung der Luftfeder für den Einsatz in einem Fahrzeug der Oberklasse	188
Eigene Veröffentlichungen	191

Symbolverzeichnis

Die Symbole der ersten Spalte werden in der zweiten Spalte beschrieben. Die dritte Spalte, wenn vorhanden, gibt die Dimension als Monom mit den Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T), Temperatur (Θ) und elektrischer Strom (I).

Dimensionsbehaftete Größen:

Symbol	Beschreibung	Dimension
α_F	Gewichtungsfaktor	M^{-1}
α_{\dots}	Gewichtungsfaktor (Dimension abhängig vom gewichteten Systempfad)	*
A_T	(axiale) Luftfedertragfläche	L^2
$A_{T,Seg}$	Tragfläche eines Abrollkolbensegments (gasseitig)	L^2
$A_{T,Seg,h}$	Tragfläche eines Abrollkolbensegments (ölseitig)	L^2
A_V	(axiale) Luftfederdrängerfläche	L^2
$A_{V,Seg}$	Verdrängerfläche eines Abrollkolbensegments (gasseitig)	L^2
β	Neigungswinkel des Federbeins	1
c	dynamische Luftfedersteifigkeit	$M T^{-2}$
c_A	Aufbausteifigkeit	$M T^{-2}$
c_N	Nebenfedersteifigkeit	$M T^{-2}$
c_P	spezifische Wärmekapazität	$L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$
c_R	Radsteifigkeit	$M T^{-2}$
d_A	Aufbaudämpfung	$M T^{-1}$
d_R	Raddämpfung	$M T^{-1}$
η	dimensionslose Anregungsfrequenz	1
	$\eta = \omega / \sqrt{c_A / m_A}$	
F	(axiale) Luftfederdruckkraft	$M L T^{-2}$
F_0	statische Last (der Luftfeder)	$M L T^{-2}$
ΔF_{Akt}	(axiale) Aktorstellkraft	$M L T^{-2}$
f_{Akt}	Aktorstellfrequenz	T^{-1}
F_R	Radlastschwankung	$M L T^{-2}$
$F_{R,0}$	statische Radlast	$M L T^{-2}$

F_{Seg}	auf ein Segment wirkende Kraft (gasseitig)	M L T ⁻²
F_{Str}	Übertragungsfunktion zur Straßenprofilgenerierung	L
g	Massenkraft der Schwere	L T ⁻²
γ	Isentropenexponent	1
G_{Akt}	Übertragungsfunktion des Aktors	1
G_{Hydr}	Übertragungsfunktion des hydraulischen Aktors	1
h	spezifische Enthalpie	L ² T ⁻²
i	Achsübersetzung $i := z / [(z_{\text{R}} - z_{\text{A}}) \cos(\beta)]$	1
i_{x}	Segmentübersetzung $i_{\text{x}} := x_2 / x_1$	1
$i_{\text{x},1}$	Aktorübersetzung oben $i_{\text{x},1} := x_1 / x$	1
$i_{\text{x},2}$	Aktorübersetzung unten $i_{\text{x},2} := x_2 / x$	1
K	Regler	-
\mathcal{K}	Strukturbeschränkung des Reglers	-
k_{y}	Reglerparameter (Dimension abhängig von Messgröße y)	*
\dot{m}	Massenstrom	M T ⁻¹
M	Moment	M L ² T ⁻²
m^+	dimensionslose Radmasse $m^+ = m_{\text{R}} / m_{\text{A}}$	1
m_{A}	Aufbaumasse des Viertelfahrzeugs	M
m_{R}	Radmasse	M
n	normiertes weißes Rauschen	1
n_{p}	Polytropenexponent	1
n_{y}	Messrauschen (Dimension abhängig vom gewählten Reglerausgang)	*
Ω	Wegkreisfrequenz	L ⁻¹
ω	Anregungszeitkreisfrequenz	T ⁻¹
P	Leistung	M L ² T ⁻³
p	Luftfederdruck	M L ⁻¹ T ⁻²
$\phi_{z_{\text{S}} z_{\text{S}}, \omega}$	zeitkreisfrequenzabhängige Autoleistungsdichte der Unebenheits(straßen)anregung	L ² T
$\phi_{z_{\text{S}} z_{\text{S}}, \Omega}$	wegkreisfrequenzabhängige Autoleistungsdichte der Unebenheits(straßen)anregung	L ³
P_{Akt}	Aktorstelleistung	M L ² T ⁻³
p_{u}	Umgebungsdruck	M L ⁻¹ T ⁻²
r_{A}	Radius der Luftfederaußenführung	L
r_{K}	Luftfederabrollkolbenradius	L
r_{KS}	Kolbenstangenradius	L
R_{S}	spezifische Gaskonstante	L ² T ⁻² Θ^{-1}
σ_{FR}	Standardabweichung der Radlastschwankung	L M T ⁻²

$\sigma_{u_{\text{Akt,max}}}$	maximal zulässige Standardabweichung der Aktorstellgröße	L M T ⁻²
$\sigma_{z,\text{max}}$	maximal zulässige Standardabweichung der Einfederung	L
$\sigma_{\ddot{z}_A}$	Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung	L T ⁻²
T	Temperatur	Θ
u_{Akt}	Aktorstellgröße	L M T ⁻²
U_V	Eingangsspannung des Regelventils	M L ² I ⁻¹ T ⁻³
v	Fahrgeschwindigkeit	L T ⁻¹
V	Gütefunktional	1
ϱ	Dichte	L ⁻³ M
V_0	Volumen der Luftfeder in Konstruktionslage	L ³
x	Aktorstellweg	L
x^+	dimensionsloser Segmentweg $x^+ = x_1/d_{T,1,0}$	1
$x_{1,i}$	Stellweg des i.ten Segment des oberen Abrollkolbens	L
$x_{2,i}$	Stellweg des i.ten Segment des unteren Abrollkolbens	L
y	Messgrößen beim Reglerentwurf (Dimension abhängig vom gewählten Reglerausgang)	*
z	Einfederung (der Luftfeder)	L
z	Bewertungsgrößen beim Reglerentwurf (Dimension abhängig von den gewählten Größen)	*
\dot{z}	Einfederungsgeschwindigkeit	L T ⁻¹
z_A	Vertikalbewegung des Aufbaus	L
\dot{z}_A	Vertikalgeschwindigkeit des Aufbaus	L T ⁻¹
\ddot{z}_A	Vertikalbeschleunigung des Aufbaus	L T ⁻²
\ddot{z}_A^+	dimensionslose Aufbaubeschleunigung	1
z_R	Vertikalbewegung des Rades	L
\dot{z}_R	Vertikalgeschwindigkeit des Rades	L T ⁻¹
\ddot{z}_R	Vertikalbeschleunigung des Rades	L T ⁻²
z_S	Weg der Straßenanregung	L
\dot{z}_S	Geschwindigkeit der Straßenanregung	L T ⁻¹
\ddot{z}_S	Beschleunigung der Straßenanregung	L T ⁻²

Sonstige:**Symbol Beschreibung**

\hat{x}	Amplitude von x
\bar{x}	(arithmetischer) Mittelwert von x
$ G(j\omega) $	Amplitudengang von $G(j\omega)$
$\angle G(j\omega)$	Phasengang von $G(j\omega)$
$y \leftarrow u$	Übertragungsfunktion von u auf y

Indices**Index Beschreibung**

0	Arbeitspunkt
1	oberen Abrollkolben bzw. oberes Volumen betreffend
2	unteren Abrollkolben bzw. unteres Volumen betreffend
Akt	Aktor
Hydr	Hydraulik
max	maximal
min	minimal
Seg	Segment
Str	Straße

Abkürzungen

Kürzel	Bedeutung
ABC	Active Body Control, aktives Fahrwerk von Daimler
aLF	aktive Luftfeder
aLFD	aktiver Luftfederdämpfer
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DIRECT	Dividing Rectangles, Optimierungsalgorithmus
HiL	Hardware-in-the-Loop
Kfz	Kraftfahrzeug
LF	Luftfeder
LFD	Luftfederdämpfer
MBC	Magic Body Control, aktives Fahrwerk von Daimler
Pkw	Personenkraftwagen
RPE	resiliente Produktentwicklung
SFB	Sonderforschungsbereich
TU	Technische Universität
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
ZVF	Zustandsvariablenfilter

Kapitel 1

Einleitung

Das Fahrwerk zählt neben dem Antrieb und dem Fahrzeugaufbau zu den Hauptbestandteilen eines Automobils. Um den steigenden Anspruch an den Fahrkomfort erfüllen zu können, steht vor allem das Feder-Dämpfer-System als zentrale Komponente des Fahrwerks im Fokus – insbesondere im Hinblick auf selbstfahrende Fahrzeuge.

Experten^{1,2} nehmen an, dass autonomes Fahren die Schlüsseltechnologie für unser zukünftiges Transportsystem sei. Ein großer Vorteil dieser Technologie ist, dass die Fahrzeuginsassen während der Fahrt anderen Tätigkeiten nachgehen können³. Allerdings haben Studien gezeigt, dass das Auftreten von Kinetose (Reise- oder Bewegungskrankheit) beim autonomen Fahren signifikant steigt und mindestens jeder zehnte Fahrgast darunter leiden wird⁴. Symptome von Kinetose sind unter anderem Übelkeit, Kopfschmerzen, Schweißausbrüche und Schwindel⁵. Dies kann dazu führen, dass die neue Technologie nur langsam akzeptiert oder sogar abgelehnt wird. Folglich ist es wichtig, dass Maßnahmen ergriffen werden, um das Auftreten von Bewegungskrankheit beim autonomen Fahren zu minimieren.

Als die drei Hauptursachen für Kinetose konnten (i) ein Konflikt zwischen der visuellen und der vestibularen Wahrnehmung, (ii) der Kontrollverlust über die eigene Bewegung und (iii) die reduzierte Möglichkeit, die Bewegungsrichtung zu antizipieren, ausgemacht werden⁴. Insbesondere niederfrequente, vertikal-

¹ WALLACE UND SILLBERG, *Self-driving cars: The next revolution*, ([133], 2012)

² MAURER U. A., *Autonomes Fahren*, ([80], 2015)

³ HEINRICHS, „Autonomes Fahren und Stadtstruktur“, ([50], 2015)

⁴ SIVAK UND SCHOETTLE, *Motion Sickness in Self-Driving Vehicles*, ([117], 2015)

⁵ LACKNER, „Motion sickness: more than nausea and vomiting“, ([70], 2014)

dynamische Schwingungen im Frequenzbereich von 0.1 Hz bis ungefähr 1 Hz werden als besonders störend wahrgenommen¹. Eine vielversprechende Lösung für dieses Problem verspricht die Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von der Straßenanregung. Hierfür bietet sich eine aktive Schwingungsisolierung² an.

Es wird davon ausgegangen, dass der Einsatz von neuen aktiven Technologien zur Schwingungsminderung zu einer Diversifizierung des Fahrzeugmarkts führt³. Neben teuren, komfort-orientierten und hochtechnisierten Fahrzeugen, die als rollende Büros oder Wohnzimmer dienen und maximalen Fahrkomfort bieten, wird es preisgünstige Zweckfahrzeuge geben. Diese erfüllen die Anforderungen für den Transportdienst, genügen aber weder hohen Komfortansprüchen noch besitzen sie eine emotionale Anziehungskraft.

Im Rahmen dieser Arbeit wird mit der aktiven Luftfeder der TU Darmstadt – einer Synthese aus Luftfeder und aktiver Federung – ein innovatives, aktives, teiltragendes System konzipiert, entwickelt und im Versuch validiert. Die Grundidee dabei ist, die Vorteile der konventionellen Luftfederung mit denen eines aktiven Systems zu verbinden. Die Aktorkraft wird durch eine Verstellung der tragenden (druckeffektiven) Fläche der Luftfeder mit einer Eckfrequenz⁴ von ca. 5 Hz erzeugt^{5,6}. Realisiert wird dies über kompakte hydraulische Aktoren, die in die Abrollkolben der Luftfeder integriert sind und die Durchmesser im Betrieb verstellen⁷.

Ein anschauliches Beispiel für ein lasttragendes aktives System ist ein Skifahrer, der eine Buckelpiste herunterfährt. Die Beine des Skifahrers haben drei Funktionen: (i) sie tragen den Oberkörper, (ii) sie halten den Oberkörper ruhig und (iii) sie sorgen dafür, dass der Ski konstanten Kontakt zur Piste

¹ DIELS UND BOS, „Self-driving carsickness“, ([18], 2016)

² Nach der VDI-Richtlinie 2065 [129] ist die Schwingungsisolierung ein Sonderfall der Schwingungsminderung, bei der sich die passiven Bauteile oder Aktoren direkt im Ausbreitungspfad der Störschwingung befinden. Nach dieser Definition muss von Schwingungsisolierung gesprochen werden, wenn die Schwingung des Aufbaus reduziert wird und von Schwingungsminderung bei der Reduzierung der Radschwingung.

³ WINNER UND WACHENFELD, „Auswirkungen des autonomen Fahrens auf das Fahrzeugkonzept“, ([136], 2015)

⁴ bei einem PT_1 -Übertragungsverhalten

⁵ HEDRICH, LENZ UND PELZ, „Minimierung von Kinetose beim autonomen Fahren“, ([44], 2018)

⁶ HEDRICH, LENZ UND PELZ, „Minimizing of Kinetosis during Autonomous Driving“, ([45], 2018)

⁷ HEDRICH, JOHE UND PELZ, „Aktor mit einem linear verlagerbaren Stellglied“, ([40], 2017)

hat. Um diese drei Funktionen zu erfüllen, wird gezielt die Muskulatur des Fahrers eingesetzt um aktiv Kräfte zwischen dem Oberkörper und den Füßen zu stellen. Ein System zur aktiven Schwingungsminderung im Fahrzeug funktioniert analog. Das aktive System stellt unabhängig von der Einfederung Kräfte zwischen Aufbau und Rad, um beispielsweise den Aufbau gezielt von der Straßenanregung zu entkoppeln¹.

1.1 Feder-Dämpfer-Systeme

Die Funktionen eines Feder-Dämpfer-Systems sind äquivalent zu denen des Skifahrers

- (i) „*Last tragen*“,
- (ii) „*Aufbau beruhigen*“ und
- (iii) „*Rad führen*“.

Die Entkopplung des Aufbaus von der Fahrbahnanregung führt zu einer Beruhigung des Aufbaus und einer Steigerung des Fahrkomforts. Ein Maß für den Fahrkomfort sind die Schwingungen, denen die Fahrgäste ausgesetzt sind. Eine geringe Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma(\ddot{z}_A)$ entspricht einem hohen Fahrkomfort. Eine konstante Radkraft führt zu einem sicheren Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn und ist somit ein Maß für die Fahrsicherheit. Deshalb ist eine geringe Radlastschwankung $\sigma(F_R)$ äquivalent zu einer hohen Fahrsicherheit.

Um die oben aufgeführten Funktionen zu erfüllen und die Schwingungen von Aufbau und Rad zu mindern, können die folgenden vier physikalische Wirkprinzipien genutzt werden². Die Energie, die dem System über die Straßenunebenheitsanregung zugeführt wird, kann

- (i) dissipiert,
- (ii) gespeichert oder
- (iii) verschoben werden.

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, ([82], 2014)

² HEDRICH U. A., „Comparison of a New Passive and Active Technology for Vibration Reduction of a Vehicle under Uncertain Load“, ([39], 2015)

Alternativ kann

- (iv) Fremdenergie zugeführt werden, um die Zustandsgrößen direkt zu beeinflussen.

Um Energie zu dissipieren, werden Dämpfer eingesetzt, Federn speichern sie. Damit die Schwingungsenergie verschoben werden kann, wird eine Struktur-erweiterung des Schwingungssystems benötigt. Für den Fall eines Tilgers, wird die Energie in die Tilgermasse verschoben^{1,2}. Neben diesen klassischen Wirkprinzipien, kann dem Schwingungssystem auch Fremdenergie zugeführt werden, um die relevanten Zustandsgrößen (Kräfte und Bewegungsgrößen) direkt zu beeinflussen. In diesem Fall liegt ein aktives System vor.

Systeme zur Schwingungsminderung bzw. Schwingungsisolierung können nach ihren Eigenschaften und der zuzuführenden Energie klassifiziert werden. In der VDI-Richtlinie 2064³ wird zwischen passiven, semi-aktiven und aktiven Systemen zur Schwingungsisolierung unterschieden. Die Unterscheidung zwischen semi-aktiven und adaptiven Systemen wird in der VDI-Richtlinie 2065⁴ beschrieben.

In Abbildung 1.1 sind die Arbeitsbereiche von passiven, semi-aktiven und aktiven Systemen im Kraft-Einfederungs- bzw. Kraft-Einfederungsgeschwindigkeits-Diagramm gezeigt. Passive Systeme haben fest eingestellte Systemeigenschaften und benötigen keine Fremdenergie⁴. Wird Fremdenergie dazu genutzt, Systemparameter zu verstellen und erfolgt die Änderung der Systemeigenschaften mit einer Schaltfrequenz, die im Bereich der zu isolierenden Schwingungen ist, liegt ein semi-aktives System vor. Bei einem adaptiven System hingegen werden die Eigenschaften langsam geändert. Bei aktiven Systemen wiederum wird – wie bereits beschrieben – die zugeführte Fremdenergie zur Beeinflussung von Zustandsgrößen verwendet⁵. Der energetische Aufwand bei einem aktiven System ist verglichen mit dem semi-aktiven größer. Dafür können mit einem aktiven System einfederungsunabhängig Kräfte gestellt werden und es ist ein Betrieb in allen vier Quadranten des Kraft-Einfederungs-Diagramms möglich. Eine detaillierte Klassifizierung von aktiven Systemen

¹ PELZ U. A., „Leichtbautilger für Fahrwerke“, ([95], 2015)

² BRÖTZ, HEDRICH UND PELZ, „Integrated Fluid Dynamic Vibration Absorber for Mobile Applications“, ([13], 2018)

³ VDI 2064, *Aktive Schwingungsisolierung*, ([128], 2010)

⁴ VDI 2065, *Aktive Schwingungsminderung (Entwurf)*, ([129], 2018)

⁵ GALLY U. A., *Bewertung passiver, semi-aktiver und aktiver Systeme unter Unsicherheit (white paper)*, ([28], 2016)

erfolgt in Kapitel 2.1.

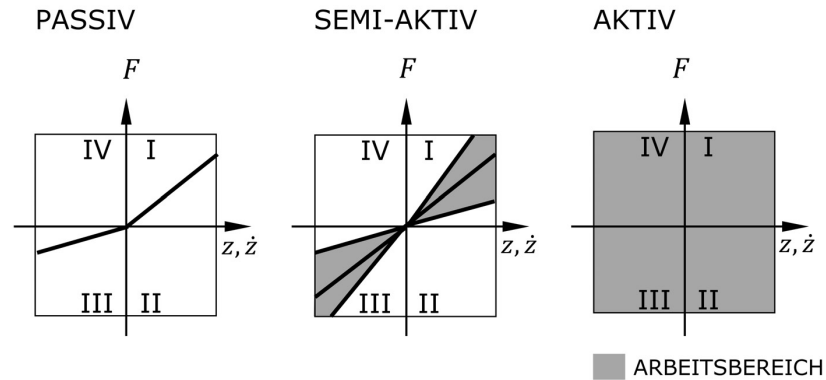


Abbildung 1.1 – Arbeitsbereiche von Vertikalsystemen. Aufgetragen ist die Druckkraft F über der Einfederung z bzw. der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} .

Zur Untersuchung von Feder-Dämpfer-Systemen bieten sich vereinfachte Schwingungsmodelle an, mit denen grundlegende Zusammenhänge untersucht und interpretiert werden können. Zur Betrachtung der reinen Vertikaldynamik wird das Viertelfahrzeug-Modell verwendet, ein generisches Schwingungsmodell mit zwei Freiheitsgraden. Die Masse des Rades m_R und die Aufbaumasse m_A , ungefähr ein Viertel der Gesamtaufbaumasse, werden als Punktmassen abgebildet, die über das Feder-Dämpfer-System verbunden sind, siehe hierzu Abbildung 1.2. Die Anregung des Systems erfolgt über die Straßenunebenheit, die über den Reifen übertragen wird. Dieser kann vereinfacht aus einer Parallelschaltung der linearen Steifigkeit c_R und einem linearen Dämpfer mit der Dämpfungskonstante d_R modelliert werden.

Das passive Feder-Dämpfer-System besteht im einfachsten Fall aus einer Feder und einem parallel geschalteten Dämpfer mit fest vorgegebener Steifigkeit und Dämpfung. Bei semi-aktiven Systemen sind Aufbausteifigkeit und Aufbau-dämpfung hingegen verstellbar. Beispiele sind hydraulische Verstelldämpfer oder Luftfedern mit zuschaltbarem Zusatzvolumen. Das aktive System kann – wenn es sich um ein Kraftelement handelt – generisch über die Stellkraft F , die zwischen Aufbau und Rad wirkt, abgebildet werden. Die Unterschiede zwischen dem passiven und dem aktiven System werden bei einer Untersuchung am Viertelfahrzeug-Modell offensichtlich.

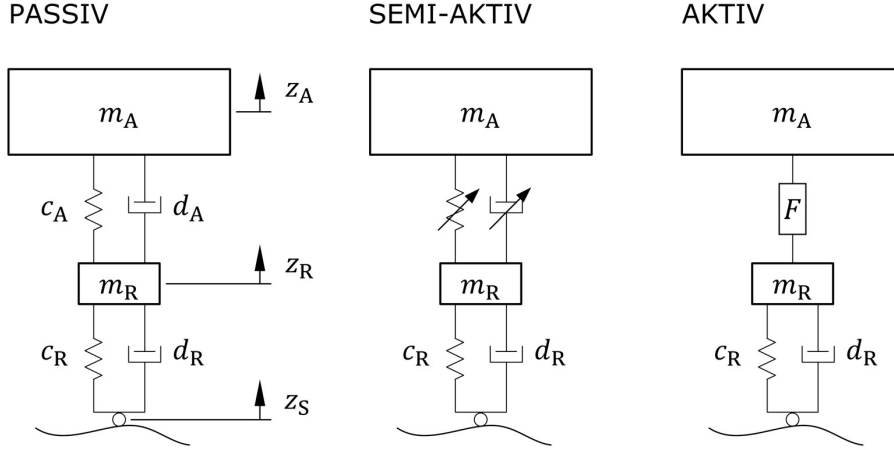


Abbildung 1.2 – Passives, semi-aktives und aktives System zur Beschreibung der Vertikaldynamik am Beispiel des Viertelfahrzeugs.

1.2 Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit

Bei der Abstimmung eines (vertikaldynamischen) Feder-Dämpfer-Systems stehen die Zielgrößen Fahrkomfort und Fahrsicherheit in einem Konflikt. Hart abgestimmte sportliche Fahrzeuge bieten beispielsweise einen geringen Fahrkomfort, bei weich abgestimmten komfort-orientierten Fahrzeugen müssen hingegen Abstriche bei der Fahrdynamik gemacht werden. Folglich muss bei der Abstimmung immer ein Kompromiss zwischen den beiden Zielgrößen gefunden werden. Mathematisch kann dieser Zielkonflikt als eine Pareto-Optimierung in der Form

$$\min\left(\sigma(\ddot{z}_A)^2 + \alpha_F^2 \sigma(F_R)^2\right) \quad (1.1)$$

beschrieben werden. Die Gewichtung zwischen den beiden Zielgrößen Fahrkomfort und Fahrsicherheit – beschrieben über die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung und die Standardabweichung der Radlastschwankung – wird über den Parameter α_F verschoben.

Der Zielkonflikt kann im sogenannten Konfliktdiagramm für das Viertelfahrzeug dargestellt werden. Im klassischen Konfliktdiagramm wird die Standardabweichung der Beschleunigung des Aufbaus über der Standardabweichung der Radlast, bezogen auf die statische Radlast $F_{R,0} = (m_A + m_R)g$, mit der Massenkraft der Schwere g , aufgetragen.

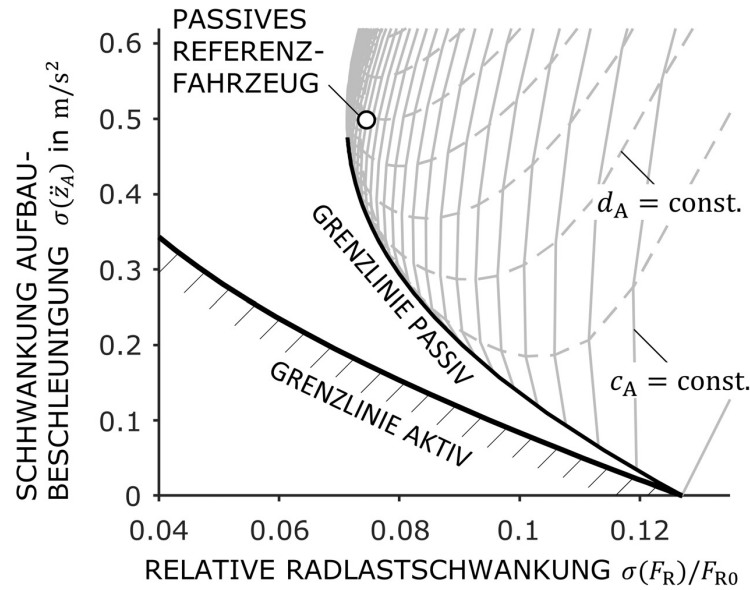


Abbildung 1.3 – Konflikt diagramm für die Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h.

Abbildung 1.3 zeigt das Konflikt diagramm für ein Viertelfahrzeug mit passivem linearen Feder-Dämpfer-System bei der Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h¹. Die Paretolinie repräsentiert die optimale Abstimmung des passiven Systems nach Gl. (1.1). Diese Grenzkurve kann durch Variation der Aufbausteifigkeit und Aufbaudämpfung des vorliegenden Systems nicht unterschritten werden, wie die Isolinien für Aufbausteifigkeit und -dämpfung zeigen. Somit visualisiert sie die Limitierung des passiven Systems. Durch den Einsatz eines aktiven Systems kann die Paretolinie des passiven Systems unterschritten werden, wie die Grenzkurve für das ideal geregelte aktive System (vgl. Kapitel 3.3.1) zeigt. Dennoch besteht auch bei der Abstimmung dieses Systems ein Konflikt zwischen den beiden Zielgrößen Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Der Einsatz eines aktiven Systems ermöglicht es dennoch, sowohl den Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit zu verbessern und die Limitierung des passiven Systems zu unterschreiten. Des Weiteren haben aktive Systeme gegenüber passiven oder semi-aktiven aufgrund ihrer Variabilität bei der Kraftstellung einen größeren Arbeitsbereich und eignen sich deshalb sehr

¹ Für die Berechnung wurden die folgenden Parameter verwendet: Radmasse $m_R = 40$ kg, Aufbaumasse $m_A = 290$ kg, Radsteifigkeit $c_R = 200\,000$ N/m, Raddämpfung $d_R = 566$ Ns/m. Das Referenzfahrzeug hat die Aufbausteifigkeit $c_A = 10\,000$ N/m und die Aufbaudämpfung $d_A = 1\,140$ Ns/m. Die genaue Beschreibung der Bundesstraßenanregung erfolgt in Kapitel 3.1.2.

gut, um das Auftreten von Kinetose beim autonomen Fahren zu vermindern oder sogar zu verhindern.

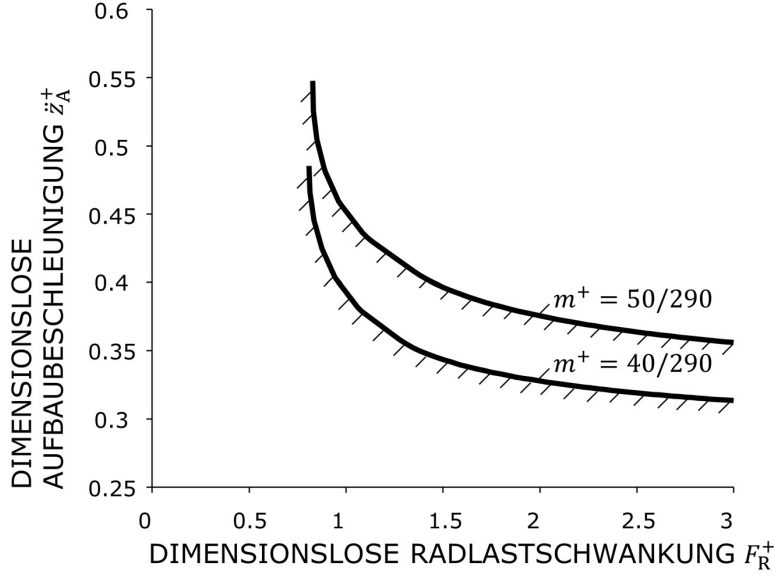


Abbildung 1.4 – Einfluss der dimensionslosen Masse $m^+ = m_R/m_A$ auf die Paretolinie des passiven Systems ohne Raddämpfung in Anlehnung an [5]. Es wird ersichtlich, dass eine Zunahme der Radmasse den Fahrkomfort verschlechtert.

Weitere Einsatzmöglichkeiten für aktive Systeme bieten sich mit der zunehmenden Elektromobilität. Durch den Einsatz von Radnabenmotoren oder radnahen Elektromotoren, wie beispielsweise dem Electric Twist Beam (eTB) von ZF^{1,2}, steigt die Radmasse m_R . Die Folgen werden im dimensionslosen Konflikt-Diagramm nach Bedarf in Abbildung 1.4 sofort ersichtlich³. Mit Zunahme der dimensionslosen Masse $m^+ = m_R/m_A$ aufgrund der größeren Radmasse – in diesem Fall um 10 kg – wird die Paretolinie nach oben verschoben. Der Fahrkomfort wird also schlechter. Auch wenn dieser Effekt durch

¹ GUMPOLTSBERGER U. A., „Intelligently Networking of Chassis, Driveline, and Driver Assistance Systems“, ([34], 2015)

² YEH, ALBERS UND POLLMEYER, „An Electrically Driven Chassis System Concept for Sub-Compact Vehicles with Integrated Close-to-Wheel Motors“, ([139], 2013)

³ Bei diesem Konflikt-Diagramm wird die dimensionslose Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_A^+ = \sqrt{\int_0^\infty (|\frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_S} - 1| \eta^2 \frac{m^+}{k^+})^2 d\eta}$ über der dimensionslosen Radlastschwankung $F_R^+ = \sqrt{\int_0^\infty (|\frac{\dot{z}_R}{\dot{z}_S} - 1| - 1)^2 d\eta}$ mit $\eta = \omega/\omega_{0,A}$ und $\omega_{0,A}^2 = c_A/m_A$ aufgetragen, vgl. [5].

die gleichzeitige Zunahme der Aufbaumasse aufgrund des Akkus teilweise kompensiert werden kann, verschlechtert sich der Fahrkomfort bei Elektrofahrzeugen mit radnahen Motoren und konventionellen Feder-Dämpfer-Systemen¹. Auch in diesem Fall bieten aktive Systeme eine Abhilfe.

1.3 Die aktive Luftfeder der TU Darmstadt

Seit 2008 wird am Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 805 „*Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus*“ die aktive Luftfeder entwickelt. Der Grundgedanke ist, ein sehr komfortables passives System zusätzlich aktiv auszuführen und so die Vorteile einer Luftfeder mit denen eines aktiven Systems – wie in Abbildung 1.5 gezeigt – zu kombinieren.

So wird eine zusätzliche Komfortsteigerung durch die aktive Schwingungsisolierung des Aufbaus erreicht und es ist möglich, das Auftreten von Kinetose zu minimieren. Gleichzeitig besteht aber auch die Möglichkeit, das System aufgrund der guten passiven Komforteigenschaften nur phasenweise aktiv zu betreiben, beispielsweise bei der Überfahrt einer sehr schlechten Straße. Durch diesen gezielten und selektiven Einsatz der Aktorik kann die benötigte Stellenergie reduziert werden.

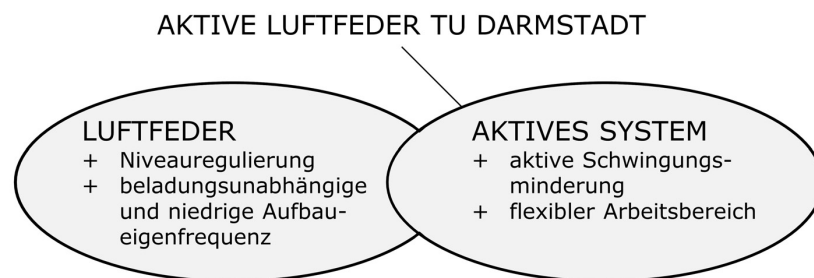


Abbildung 1.5 – Die aktive Luftfeder vereint die Vorteile der Luftfeder mit denen eines aktiven Systems.

Im Gegensatz zu mechanischen Federn sind bei Luftfedern die Funktionen „*Last tragen*“ und „*Energie speichern*“ (federn) getrennt. Eine Folge der Funktionstrennung ist die nahezu beladungsunabhängige Aufbaueigenfrequenz²

¹ VOS, BESSELINK UND NIJMEIJER, „Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles“, ([132], 2010)

² Die detaillierte Herleitung ist in Anhang A.2 zu finden.

und die Möglichkeit einer Niveauregulierung durch Adaption der Luftmasse. Somit ist zur Verbesserung des Fahrkomforts eine weiche Grundabstimmung der Luftfeder möglich, da Beladungsänderungen über die Niveauregulierung ausgeglichen werden können. Daraus resultiert eine niedrige Aufbaueigenfrequenz¹ und der Fahrzeugaufbau wird öfter im Bereich der Isolation betrieben. Dies führt zu einer Steigerung des Fahrkomforts. Des Weiteren kann mit der Niveauregulierung der Abstand zwischen Fahrbahn und Fahrzeugaufbau gezielt eingestellt werden, um beispielsweise den Aufbau zum Einsteigen oder bei einer Fahrt auf der Autobahn abzusenken oder im Gelände anzuheben². Auf diese Weise kann außerdem sichergestellt werden, dass alle Räder kraftschlüssig mit der Straße in Kontakt stehen. Dies hat eine Steigerung der Fahrsicherheit zur Folge.

Prinzipiell gibt es zwei Ansätze, um die Axialkraft

$$F = (p - p_u) A_T \quad (1.2)$$

einer Rollbalgluftfeder (Abbildung 1.6, links), mit der tragenden (druckeffektiven) Fläche A_T , dem Innendruck p und dem Umgebungsdruck p_u , einfederungsunabhängig zu verändern. Entweder kann der Luftfederdruck oder die tragende Fläche im Betrieb verstellt werden³.

Die typischen Stellfrequenzen zur Manipulation des Aufbaus betragen ca. 5 Hz. Für die Beeinflussung des Rades sind sogar Stellfrequenzen von bis zu 30 Hz notwendig^{4,5}. Aufgrund der Kompressibilität der Luft ist eine Verstellung des Luftdrucks in diesen Frequenzbereichen technisch schwierig zu realisieren. Einen vielversprechenden Ansatz bietet hingegen die Verstellung der Tragfläche der Luftfeder. Diese ist für eine Luftfeder mit Außenführung

$$\begin{aligned} A_T &= \pi r_T^2 \\ &\approx \pi \left(\frac{r_A + r_K}{2} \right)^2, \end{aligned} \quad (1.3)$$

wobei r_T der Tragradius, r_K der Abrollkolbenradius und r_A der Außenradius der Luftfeder ist.

¹ Mitschke gibt als Grenze für die minimal Aufbaueigenfrequenz ca. 0.8 Hz an [82].

² PELZ UND SONNENBURG, „Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung“, ([100], 2004)

³ Eine detaillierte Herleitung erfolgt in Kapitel 2.3.

⁴ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, ([82], 2014)

⁵ HEISSING, ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch*, ([51], 2011)

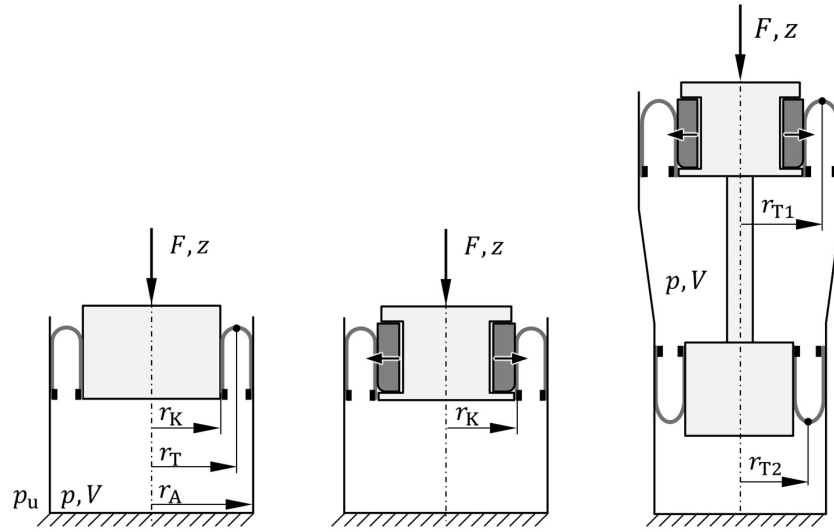


Abbildung 1.6 – Prinzipskizze einer konventionellen Rollballluftfeder, der aktiven Luftfeder sowie der Doppelbalg-Luftfeder mit einem verstellbaren Abrollkolben (von links nach rechts).

Das an der TU Darmstadt entwickelte Konzept einer aktiven Luftfeder basiert auf einer Verstellung des Abrollkolbenradius r_k mit vier über den Umfang verteilten, verstellbaren Segmenten¹, wie in Abbildung 1.6 (Mitte) dargestellt. Durch die Verwendung einer Doppelbalg-Luftfeder, die in Abbildung 1.6 (rechts) gezeigt ist und eine kreisringförmigen Tragfläche

$$A_T = A_{T1} - A_{T2} \quad (1.4)$$

hat, können bereits mit kleinen Änderungen der Abrollkolbenradien große relative Flächenänderungen erreicht werden.

Die erreichbare aktive Kraftänderung der Luftfeder kann mit der dimensionslosen Druckkraft

$$\begin{aligned} F^+ &= F/F_0 \\ &= 1 + \Delta F_{\text{Akt}}/F_0 \\ &\approx 1 + \Delta A_T/A_{T,0} \end{aligned} \quad (1.5)$$

beschrieben werden². Die Tragfläche der Doppelbalg-Luftfeder mit zwei ver-

¹ PELZ UND RÖSNER, „Schwingungsfluiddämpfung- und/oder -federung“, ([99], 2014)

² Für diese vereinfachte Herleitung wird angenommen, dass die Tragfläche der Luftfeder immer kreisförmig ist und die Druckänderung durch die Tragflächenverstellung zu vernachlässigen ist.

stellbaren Abrollkolben ist im Arbeitspunkt

$$\begin{aligned} A_{T,0} &= A_{T1,0} - A_{T2,0} \\ &= \frac{\pi}{4} (d_{T1,0}^2 - d_{T2,0}^2) \end{aligned} \quad (1.6)$$

und die Tragflächenänderung

$$\Delta A_T \approx \frac{\pi}{2} x (d_{T1,0} - i_x d_{T2,0}) . \quad (1.7)$$

Mit dem dimensionslosen Aktorstellweg $x^+ = x/d_{T1,0}$ und dem dimensionslosen Tragdurchmesser $d^+ = d_{T2,0}/d_{T1,0}$ folgt daraus

$$F^+ = 1 + 2x^+ \frac{1 - i_x d^+}{1 - d^{+2}} . \quad (1.8)$$

Abbildung 1.7 zeigt die dimensionslose Druckkraft F^+ in Abhängigkeit des Aktorstellwegs x^+ und des Durchmessers d^+ für die Übersetzung der Aktorbewegung $i_x = -1$. Je größer die beiden Größen x^+ und d^+ sind, desto größer ist die Stellkraft der aktiven Luftfeder. Technisch realisierbar sind jedoch Kraftänderungen zwischen 1.25 und 1.75.

Bedarff¹ konnte mit seinem Prototyp einer Doppelbalg-Luftfeder mit einem verstellbarem Abrollkoben die technische Umsetzbarkeit des Konzepts zeigen. Die Verstellung des Abrollkolbens erfolgte über vier Segmente, die über separate Nockenwellen verstellt wurden. Diese wurden zentral über einen hydraulischen Schwenkmotor angetrieben.

Aus der Analyse des Prototyps und der Arbeit von Bedarff konnten die folgenden Erkenntnisse gezogen werden:

- (i) Das Aktorkonzept des aktiven Abrollkolbens mit Nockenwellen und hydraulischem Schwenkmotor ist aufgrund des benötigten Bauraums und des hohen Gewichts nicht für den Einsatz im Fahrzeug geeignet.
- (ii) Um die Stellkraft der aktiven Luftfeder zu vergrößern, sollte auch der untere Abrollkolben aktiv ausgeführt und gegenläufig zu dem oberen verstellt werden ($i_x < 0$, s. o.).
- (iii) Für den Fall der Doppelbalg-Luftfeder mit zwei aktiven Abrollkolben kann die benötigte Stelleistung verringert werden, wenn die frei werdende Volumenänderungsarbeit des (selbsttätig) einfahrenden Abrollkolbens zum Ausfahren des anderen Kolbens verwendet wird.

¹ BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

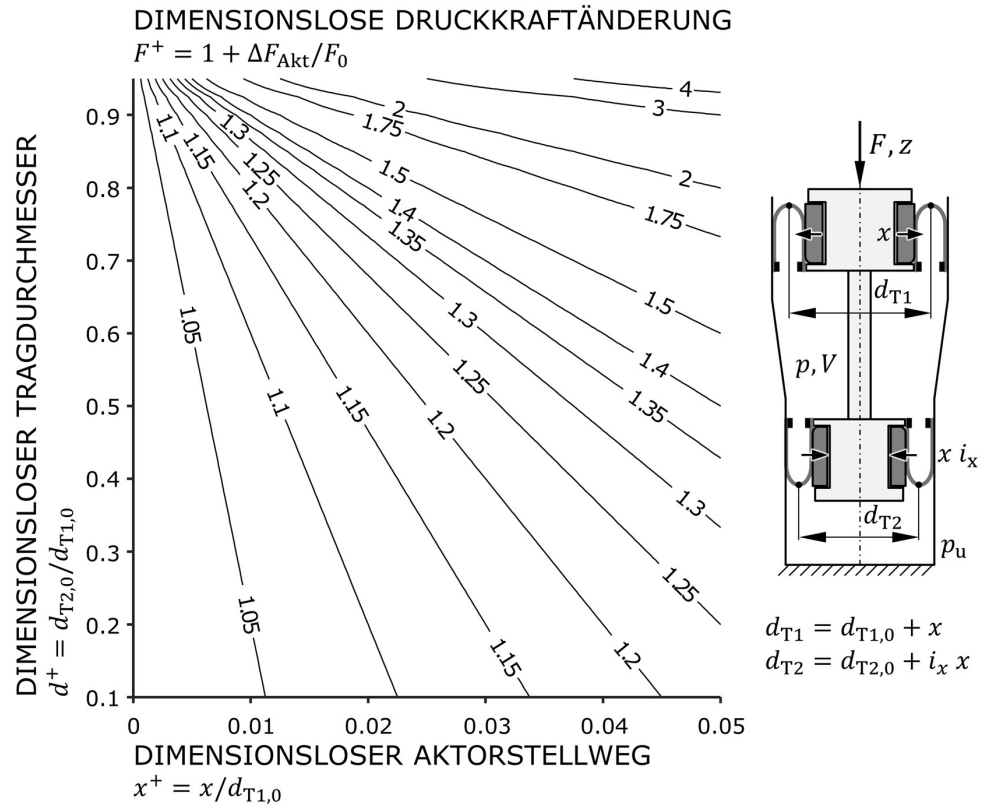


Abbildung 1.7 – Dimensionslose Druckkraftänderung F^+ für die aktive Luftfeder mit zwei aktiven Abrollkolben (Übersetzung $i_x = -1$).

1.4 Einordnung in den Kontext des Sonderforschungsbereichs 805

Diese Dissertation ist im Rahmen der Bearbeitung des Teilprojekts C4 „*Adapttronische Energiedissipation unter Ausnutzung des elektroviskosen Effekts und aktive Lageregulierung im hydropneumatischen Feder-Dämpfer-System*“ des Sonderforschungsbereichs (SFB) 805 „*Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus*“ entstanden.

Der SFB 805 hat es sich zum Ziel gemacht, Methoden und Technologien, mit denen Unsicherheit in Prozessen, Prozessketten und Zuständen in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus beschrieben, bewertet und beherrscht

werden kann, zu erforschen¹. „*Unsicherheit tritt auf, wenn die Nutzungs- und Prozesseigenschaften eines Systems nicht oder nur eingeschränkt determiniert werden können*“¹. Kann Unsicherheit methodisch und technologisch beherrscht werden, können Systemausfälle begrenzt und gleichzeitig Kosten und Ressourcen gespart werden. Es wird der Ansatz verfolgt, Unsicherheit ganzheitlich über die Produktlebensphasen Entwicklung, Produktion und Nutzung zu betrachten.

Im SFB 805 wird zwischen Daten-, Modell- und Strukturunsicherheit unterschieden. In Anlehnung an Hertz² werden Modelle als Abbilder eines Gegenstands verstanden. Die Funktion eines Modells ist es, ein Produkt, einen Prozess oder ein System zu beschreiben und die hierfür relevante Wirklichkeit – wie in Abbildung 1.8 gezeigt – abzubilden. Werden bei der Beschreibung Teile der relevanten Wirklichkeit wissentlich oder unwissentlich ignoriert, liegt Modellunsicherheit vor. Der Teil der relevanten Wirklichkeit, der nicht von dem Modell beschrieben wird, wird als Unwissen bezeichnet. Der Übergang vom Modell zum Unwissen ist durch den Modellhorizont gekennzeichnet. Dieser kann durch eine Verbesserung des Modells erweitert werden. In das Modell sind Daten eingebettet. Sie werden zur Parametrierung des Modells benötigt und sind ebenfalls mit einer Unsicherheit versehen. Im SFB wird bei Datenunsicherheit zwischen stochastischer Unsicherheit, Ungewissheit und ignorierte Unsicherheit unterschieden.

Im Rahmen der zweiten Förderperiode (2012-2016) wurde im SFB das modulare aktive Feder-Dämpfer-System (kurz MAFDS, siehe Abbildung 1.9 rechts) als Beispielsystem aufgebaut, das eine Verknüpfung aller Teildisziplinen schafft. Es bildet die Grundlage für die Untersuchung von Methoden und Technologien zur Beherrschung von Unsicherheit in der 3. Förderperiode (2017-2020)¹.

Die aktive Luftfeder ist ein zentrales Element des SFB-Demonstrators, mit dem Unsicherheit in Folge von Modularisierung, Dynamisierung und Skalierung beschrieben, bewertet und schließlich beherrscht werden kann¹. Das Feder-Dämpfer-System und die Gelenkmodule verbinden das obere mit dem unteren Tragwerk. Funktion der Gelenkmodule ist es, Querlasten und Moment

¹ PELZ UND GROCHE, *Antrag auf Finanzierung der dritten Förderperiode des Sonderforschungsbereichs 805*, ([96], 2016)

² HERTZ, *Die Prinzipien der Mechanik in neuem Zusammenhange dargestellt*, ([52], 1894)

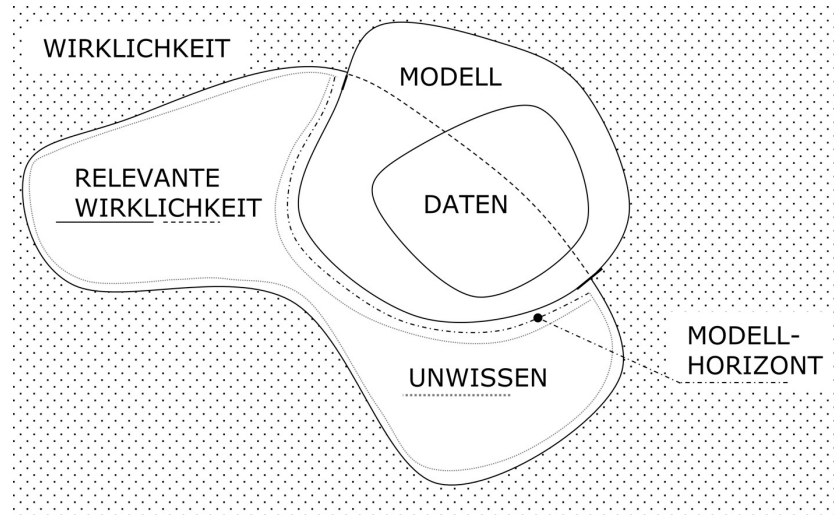


Abbildung 1.8 – Relevante Realität, Unwissen, Modell, Modellhorizont und Daten in der Unsicherheitskarte, in Anlehnung an [39, 96].

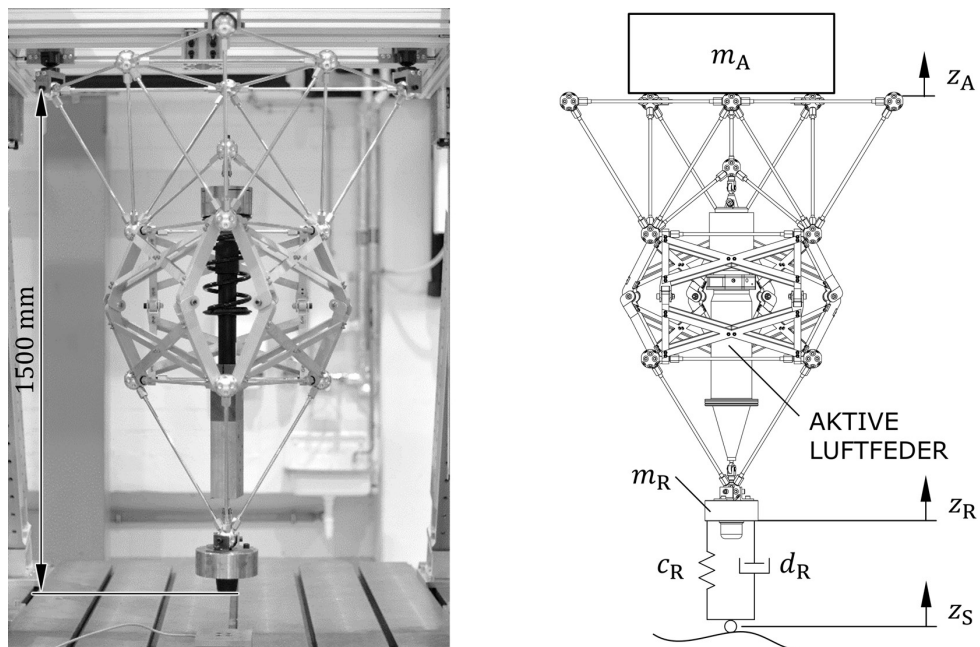


Abbildung 1.9 – Der SFB-Demonstrator.

aufzunehmen¹. Es ist vorgesehen, den Demonstrator in der dritten Förderperiode um eine Fußpunktweganregung zu erweitern, um vertikaldynamische Viertelfahrzeugversuche durchführen zu können. Neben der aktiven Luftfeder werden weitere aktive Technologien, wie beispielsweise aktiv stabilisierte Knickstäbe, im Demonstrator eingesetzt, um die zuvor formulierte Frage in der dritten Förderperiode zu beantworten.

1.5 Forschungsfragen und Aufbau der Arbeit

Basierend auf der Vorgängerarbeit und den Forschungsschwerpunkten des SFB 805 werden die Forschungsfragen, die dieser Arbeit zugrunde liegen, abgeleitet.

Neue und innovative Produkte stehen stets im Wettbewerb mit vorhandenen und etablierten Lösungen und müssen sich mit ihnen im Spannungsfeld zwischen Funktion, Aufwand und Verfügbarkeit messen^{2,3}. Dies gilt auch für aktive Vertikaldynamiksysteme, die zur Schwingungsminderung im Kfz eingesetzt werden, und insbesondere im Kontext des autonomen Fahrens und den steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort an Bedeutung gewinnen. Der Funktionsgewinn, der mit einem aktiven System erzielt werden kann, – beispielsweise die Steigerung des Fahrkomforts – ist immer mit einem erhöhten Aufwand in Form komplexerer Systeminfrastruktur und erhöhtem Leistungsbedarf verbunden. Um den Funktionsgewinn bewerten zu können, ist es hilfreich, diesen in Relation zu dem theoretisch erreichbaren Optimum zu setzen, das mit einem ideal aktiven System erreichbar wäre. Dieses Optimum ist somit als Referenz für das reale System gemäß der Devise „*Besser geht's nicht*“ zu verstehen. Von besonderer Relevanz ist der Einfluss einzelner Kenngrößen eines realen Aktors, wie Stellkraft und/oder Stellfrequenz, und der Regelung auf die erreichbare Güte der Regelung. Auf Basis der Kenngrößen der Aktorik lässt sich dann der Aufwand des Systems abschätzen.

Aktive Systeme sind in der Regel mechatronische Systeme, die aus einem mechanischen Grundsystem, Aktorik, Sensorik, der Leistungsversorgung sowie

¹ SCHÄFFNER U. A., *Entwicklung des SFB-Demonstrators: Definition, Konzept, Optimierung, Entwurf*, ([113], 2016)

² PELZ, „Fluidtechnik zwischen Funktion, Aufwand und Verfügbarkeit“, ([91], 2010)

³ Um den Aufwand zu quantifizieren, bieten sich Kenngrößen wie der benötigte Bauraum, das Gewicht und die Kosten an. Die Verfügbarkeit hängt von der Lebensdauer bzw. der Ausfallsicherheit ab.

der Regelung bestehen. Aus diesem Grund ist der Produktentwicklungsprozess eines solchen Systems multidisziplinär und mit Unsicherheit versehen. Unsicherheit entsteht beispielsweise beim Übergang von der abstrakten Funktionsstruktur zur konkreten Baustuktur oder aufgrund wissentlich (Ignoranz) oder unwissentlich (Unwissen) vernachlässigten Interaktionen von Modulen. Am Beispiel der Produktentwicklung der aktiven Luftfeder soll untersucht werden, welche Methoden eingesetzt werden können, um diese Unsicherheit zu beherrschen.

Das zentrale Element der aktiven Luftfeder ist die Aktorik zur Verstellung der Abrollkolbendurchmesser. Sie muss so kompakt ausgeführt werden, dass jeweils ein Aktor in jeden Abrollkolben der Doppelbalg-Luftfeder integriert werden kann. So kann zum einen die Stellkraft erhöht und zum anderen die benötigte Stelleistung durch Energieregeneration beim Einfahren der Aktoren reduziert werden. Der Funktionsprototyp, der im Rahmen dieser Arbeit aufgebaut wird, soll im Demonstrator des SFB 805 eingesetzt werden – das Aktorkonzept muss aber auch für den Einsatz im Kfz geeignet sein.

Zusammengefasst ergeben sich somit die folgenden drei Forschungsfragen für diese Arbeit:

- (i) *Wie kann ein aktives Vertikaldynamiksystem zur Schwingungsminderung mithilfe einer Funktionsbewertung anwendungsspezifisch optimal ausgelegt werden?*
- (ii) *Wie kann Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess methodisch beherrscht werden?*
- (iii) *Wie muss eine Luftfeder aktiv ausgeführt werden, um über eine Tragflächenverstellung Schwingungen, die Kinetose verursachen, zu mindern und den Fahrkomfort zu steigern?*

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Beitrag zur Beantwortung dieser drei Forschungsfragen geleistet. Zunächst werden generische Voruntersuchungen zur optimalen vertikaldynamischen Schwingungsminderung durchgeführt. Die Maximierung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit wird als Minimierung der H_2 -Norm der Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung formuliert. In generischen Voruntersuchungen wird

identifiziert, welchen Einfluss der Aktor, die Reglerstruktur und die verfügbare Stelleistung auf die erreichbare Regelgüte haben. Aus diesen Untersuchungen werden die Anforderungen an die Aktorik des Funktionsprototyps der aktiven Luftfeder abgeleitet, die zur Isolation des Aufbaus und Steigerung des Fahrkomforts eingesetzt werden soll.

Darauf aufbauend erfolgt die Produktentwicklung der aktiven Luftfeder. Mit dem Ziel, Unsicherheit in der Produktentwicklung zu beherrschen, wird das im SFB 805 erforschte Resilienzprinzip auf diesen Prozess übertragen und angewendet. Grundidee ist, mithilfe von frühen Hardware-Tests Komponenten und Modell zu validieren, um diese Ergebnisse zurück in die Entwicklungsphase zu spiegeln. Dort werden sie genutzt, um gegebenenfalls eine Adaption des Designs der Komponenten sowie eine Anpassung der Anforderungen und der Modelle durchzuführen. Gleichzeitig werden die gewonnenen Erkenntnisse verwendet, um das zukünftige Verhalten des Produkts besser vorhersagen zu können. Dieses Vorgehen wird über die Resilienzfunktionen „Überwachen“, „Reagieren“, „Lernen“ und „Antizipieren“ beschrieben.

Im nächsten Schritt wird der entwickelte Funktionsprototyp im Experiment validiert. Neben Komponentenversuchen werden Hardware-in-the-Loop-Versuche durchgeführt. Bei diesen Versuchen wird der reale Prototyp der aktiven Luftfeder in einer Echtzeit-Simulationsumgebung mit dem virtuellen SFB-Demonstrator, der vereinfacht als Viertelfahrzeug abgebildet ist, gekoppelt. Bei verschiedenen stochastischen Straßenanregungen und der Überfahrt von Einzelhindernissen wird neben der Funktion – der Isolierung des Aufbaus – auch der Leistungsbedarf und die Dauerfestigkeit des Systems ermittelt.

Kapitel 2

Grundlagen zur aktiven Luftfederung

In diesem Kapitel wird eine Übersicht der wichtigsten aktiven Systeme zur Schwingungsminderung im Kfz gegeben und diese klassifiziert sowie deren Vor- und Nachteile diskutiert. Danach erfolgt ein kurzer Abriss über Luftfedern und darauf aufbauend wird das Konzept der aktiven Luftfeder der TU Darmstadt vorgestellt. Abschließend wird die physikalische Modellbildung der aktiven Luftfeder bzw. des aktiven Luftfederdämpfers beschrieben.

2.1 Aktive Systeme

Das erste aktive Fahrwerk wurde 1983 von Lotus in der Formel 1 eingesetzt. Dabei wurde das Ziel verfolgt, den Aufbau des Rennwagens unabhängig von der Fahrsituation in einem konstanten Abstand zur Strecke zu halten¹. Dadurch konnte die Aerodynamik zur Erzeugung von Anpressdruck (down force) optimal genutzt und die Balance des Fahrzeugs konstant gehalten werden. Konstruktiv gelöst wurde dies über hydraulische Steller, die zwischen den Rädern und dem Fahrzeugaufbau angebracht waren. Lotus ging sogar so weit, komplett auf zusätzliche Federn und Dämpfer zu verzichten. Das System konnte sich allerdings aufgrund der Komplexität und Fehleranfälligkeit nicht durchsetzen. Dennoch war dies der Beginn der aktiven Fahrwerke. 1999 überführte Daimler das Active-Body-Control (ABC)-System, das zunächst auch im Rennsport eingesetzt wurde, in die Serienproduktion.

Aktive Fahrwerke zeichnen sich dadurch aus, dass die Kraft, die zwischen Rad und Aufbau erzeugt wird, nicht mehr von der Einfederung z , die sich aus

¹ NEWAY, *How to Build a Car*, ([89], 2017)

der Differenz der Bewegung des Rades und des Aufbaus ergibt, oder von der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} abhängig ist, sondern auch von allen anderen Systemgrößen, deren Verknüpfungen oder Ableitungen¹. Daraus ergeben sich gegenüber passiven oder semi-aktiven Systemen Vorteile, wie

- (i) der Ausgleich von Wanken und Nicken des Fahrzeugs²,
- (ii) der Ausgleich der straßeninduzierten Fußpunktanregung in vertikaler Richtung (Huben) sowie
- (iii) eine Niveauregulierung^{1,3}.

Die aufgeführten Vorteile resultieren zum einen in einer größeren Auslegungsfreiheit und zum anderen in einer Steigerung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Dem gegenüber stehen die Nachteile aufgrund des größeren Aufwands. Dieser resultiert unter anderem aus

- (i) dem höheren Energiebedarf,
- (ii) den zusätzlich benötigten Komponenten (Aktor/Steller, Leistungsversorgung, Sensorik sowie eine Regelung) und
- (iii) dem höheren Gewicht.

Aktive Systeme werden zum einen nach dem Kraftfluss bzw. dem Lastpfad in volltragend, teiltragend und nichttragend unterteilt⁴. Bei teiltragenden Systemen wird die statische Last des Aufbaus teilweise durch eine zum Aktor parallel angebrachte Tragfeder abgestützt, bei volltragenden wird sie komplett vom Aktor getragen. Bei einem nichttragenden aktiven System ist der Aktor in Reihe zum Dämpfer geschaltet und die Tragfeder wird parallel angeordnet. Eine weitere Unterscheidung erfolgt nach der Aktorstellfrequenz f_{Akt} in langsam- und schnell-aktive Systeme. Langsam-aktive Systeme arbeiten in einem Frequenzbereich bis ca. 5 Hz und werden zur Beeinflussung der Aufbau-bewegung eingesetzt. Mit schnell-aktiven Systemen, die in der Regel einen

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, ([82], 2014)

² Die Winkelbewegungen des Fahrzeugs um die Längsachse, beispielsweise bei Kurvenfahrt, werden als Wanken bezeichnet. Nicken beschreibt die Winkelbewegung um die Querachse, beispielsweise beim Bremsen (vergl. [82]).

³ ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven*, ([21], 2017)

⁴ STREITER, „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“, ([121], 1996)

Frequenzbereich bis ca. 30 Hz abdecken, kann auch die Bewegung des Rades aktiv manipuliert werden. Eine weitere Klassifizierung nach dem Hauptenergiefluss des Aktors in hydraulisch, elektrisch bzw. elektromechanisch und pneumatisch ist sinnvoll.

Stand der Technik bei aktiven Systemen ist das Magic Body Control (MBC) von Daimler¹ – der Nachfolger des Active Body Controls. Bei diesem System wird ein Hydraulikzylinder, der mit einer Stahlfeder in Reihe geschaltet ist, als Aktor genutzt, siehe Abbildung 2.1. Die verhältnismäßig harte Stahlfeder wirkt sich bei höherfrequenten Anregungen und beim passiven Betrieb negativ auf den Fahrkomfort aus. Ein weiterer Nachteil ist, dass die bei Zugbelastung abgegebene Energie ungenutzt als Wärmeenergie in den Hydrauliktank fließt. Die zentrale hydraulische Leistungsversorgung benötigt eine aufwendige Infrastruktur (Pumpe, Speicher, Hydraulikleitungen usw.) und es kann zu Rückkopplung mit der Fahrbahn bei niedrigen Frequenzen, die im Fahrgastraum in Form von Vibrationen zu spüren sind, kommen. Neben Daimler bietet Audi seit Herbst 2017 im A8 ein elektromechanisches aktives Fahrwerk an². Für jedes Rad gibt es einen separaten elektrischen Steller, der über einen Riementrieb eine Koppelstange antreibt. Diese wirkt an der Hinterachse auf den Querlenker und an der Vorderachse direkt auf das Federbein. Das System wird über das 48 V-Bordnetz betrieben und arbeitet parallel zu der Luftfederung und dem hydraulischen Verstelldämpfer mit einer Aktorstellfrequenz bis 8 Hz. Insbesondere der große benötigte Bauraum dieses Systems ist als Nachteil anzusehen.

Obwohl die aktiven Systeme von Daimler und Audi die einzigen sind, die in Serie angeboten werden, gibt es eine Vielzahl von weiteren aktiven Systemen, die den Prototypen-Status nicht überwunden haben. Eine Übersicht der wichtigsten aktiven Systeme ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Auf das pneumatische System von ArvinMeritor wird in Kapitel 2.3 noch einmal detaillierter eingegangen. Für Detailinformationen über die einzelnen Systeme wird auf die angegebene Literatur verwiesen. Warum diese Systeme bisher nicht in Serienfahrzeugen angeboten werden, ist nicht bekannt.

Im Allgemeinen haben hydraulische Systeme eine höhere Leistungsdichte als

¹ ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven*, ([21], 2017)

² JABLONOWSKI, SCHIMMEL UND UNDERBERG, „The chassis of the all-new AUDI A8“, ([62], 2017)

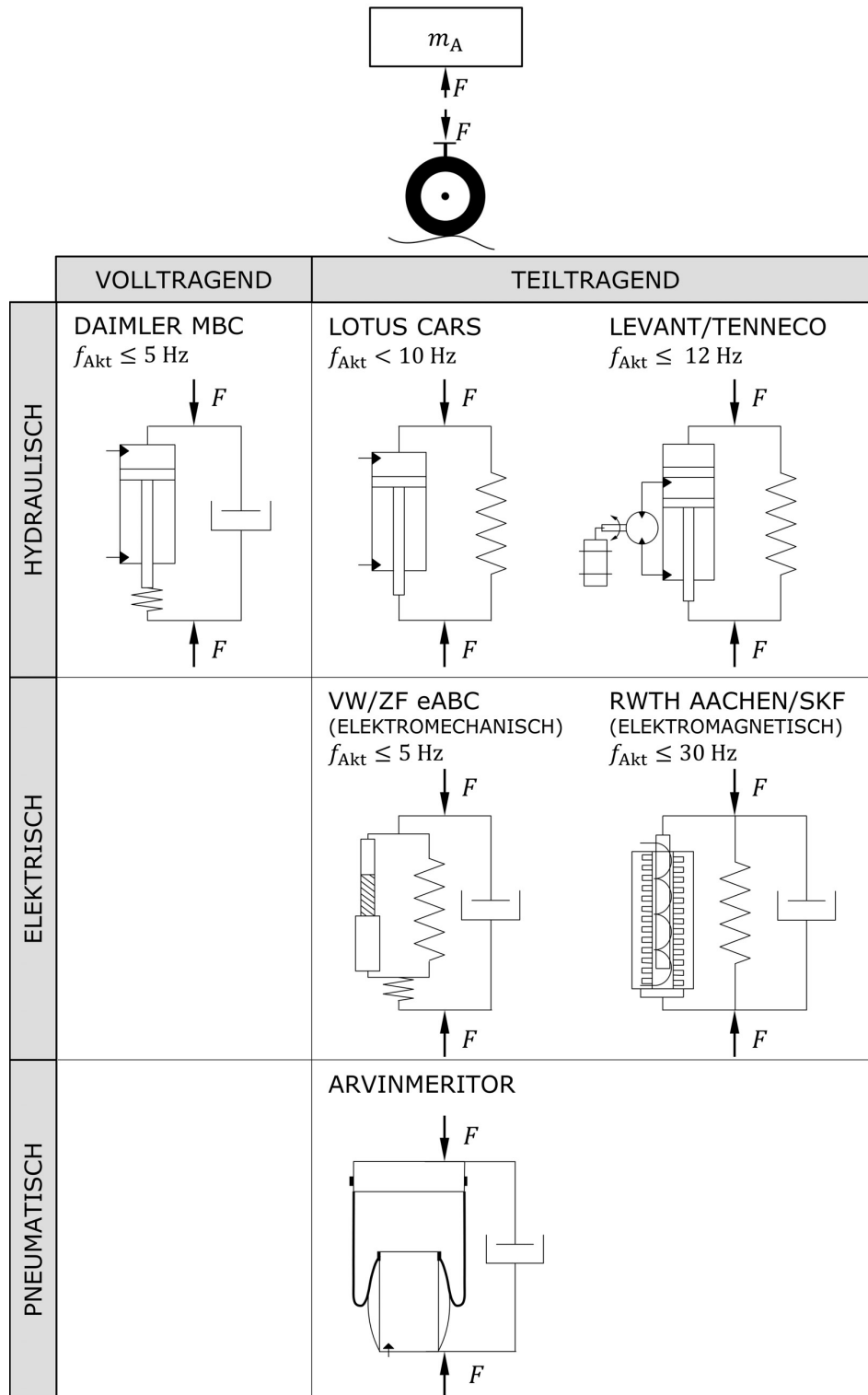


Abbildung 2.1 – Übersicht aktiver System im Fahrwerk in Anlehnung an [21, 105, 137, 25, 135]: Daimler MBC, [138, 122]: Lotus Cars, [107, 1, 125]: Levant/Tenneco, [86, 59]: VW/ZF eABC, [69, 35]: RWTH Aachen/SKF, [76]: Arvin/Meritor.

elektrische. Elektrische Systeme hingegen können einfach zur Regeneration oder Rekuperation von Schwingungsenergie eingesetzt werden. Elektromagnetische Systeme sind in der Regel schnell-aktiv.

2.2 Luftfedern

Die erste serienmäßige Luftfederung brachte 1956 General Motors im Modell Cadillac Eldorado Brougham heraus¹. Ab 1960 gab es auch auf dem europäischen Markt den ersten Pkw mit Luftfeder, den Borgward P 100². Anfang der 1960er-Jahre waren ebenfalls Modelle von Daimler mit Luftfederung zu erhalten. Allerdings erfolgte die letzte Serieneinführung 1967³. Erst 1998 fand die Luftfederung wieder Einzug in den Pkw-Bereich, da neue Fertigungsverfahren von Axial- und Kreuzlagenbälgen die Herstellung von dünnwandigen Rollbälgen mit verbessertem Abrollkomfort (engl. „*harshness*“) ermöglichten³. Heutzutage werden Luftfedern in Oberklassefahrzeugen, Sport Utility Vehicles (SUV) bzw. Geländewagen und Transportern eingesetzt^{4,5}. Die Gründe hierfür sind

- (i) der gute Fahrkomfort bei gleichzeitig guter Fahrdynamik bei Limousinen,
- (ii) bei SUV/Geländewagen die Niveauregulierung, die zum Anheben des Fahrzeugs für eine große Bodenfreiheit im Gelände, und zum Absenken des Aufbaus und dem damit verbundenen niedrigen Schwerpunkt auf der Straße, genutzt wird und
- (iii) die Möglichkeit, große Beladungsschwankungen mithilfe der Niveauregulierung ausgleichen zu können bei den Transportern.

Verglichen mit konventionellen mechanischen Federn ist eine Luftfederung aufwendiger. Neben der Luftfeder selbst werden noch weitere Komponenten, wie ein Kompressor, Ventilblöcke, Sensorik, ein Steuergerät sowie pneumatische und elektrische Leitungen benötigt.

Im Pkw werden sowohl Luftfederbeine, bei denen die Luftfeder in der Regel über dem hydraulischen Dämpfer angeordnet ist, als auch freistehende

¹ NEUSCHAEFER, „Die Luftfederungen der amerikanischen Personenwagen“, ([88], 1960)

² RIXMANN, „Der große Borgward 2,3 Liter“, ([110], 1960)

³ PELZ, BRÜGER UND MERK, „Numerische Festigkeitsauslegung von Luftfedern“, ([93], 2007)

⁴ ISERMANN, *Fahrdynamik-Regelung*, ([60], 2006)

⁵ TRELLEBORG VIBRACOUSTIC, *Schwingungstechnik im Automobil: Grundlagen, Werkstoffe, Konstruktion, Berechnung und Anwendungen*, ([123], 2014)

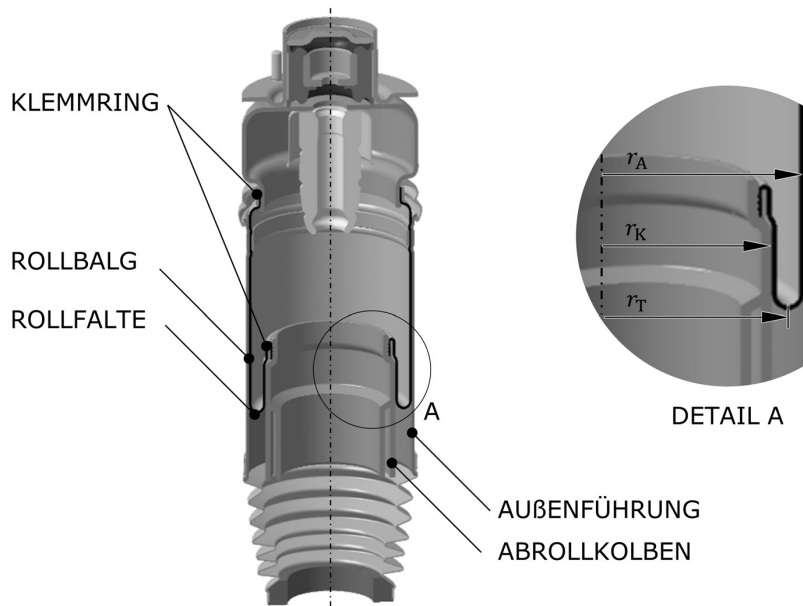


Abbildung 2.2 – Die wichtigsten Komponenten einer Luftfeder mit Außenführung in Anlehnung an [98, 93].

Luftfedern in aufgelöster Bauweise eingesetzt¹. Zentrale Komponente der Luftfeder ist der Balg. Er besteht aus einer Elastomermatrix mit eingebetteten Verstärkungsfäden. Je nach Anordnung der Fadenlagen wird zwischen Axial- und Kreuzlagenbälgen unterschieden¹. Für maximalen Fahrkomfort werden dünnwandige Axialbälge mit Außenführungen, die die Umfangskräfte der Luftfeder abstützen, eingesetzt, siehe Abbildung 2.2. Um die Federsteifigkeit fahrsituationsabhängig zu verstellen, werden semi-aktive Luftfedern mit zuschaltbarem Zusatzvolumen verwendet².

2.3 Konzept der aktiven Luftfeder

Wie bereits in Kapitel 1.3 angeführt gibt es prinzipiell zwei Ansätze um die axiale Druckkraft

$$F = (p - p_u) A_T \quad (2.1)$$

¹ TRELLEBORG VIBRACOUSTIC, *Schwingungstechnik im Automobil: Grundlagen, Werkstoffe, Konstruktion, Berechnung und Anwendungen*, ([123], 2014)

² Diese Luftfedern werden oft fälschlicherweise als „aktiv“ bezeichnet, siehe z. B. [54], obwohl nur ein Betrieb im ersten und dritten Quadranten im Kraft-Einfederungs-Diagramm möglich ist, vgl. Abbildung 1.1.

einer Rollbalgluftfeder im Betrieb zu verstellen. Dies kann über

- (i) eine Veränderung des Luftfederdrucks p oder
- (ii) einer Verstellung der Tragfläche A_T der Luftfeder¹.

erfolgen. Um die unterschiedlichen Ansätze zur Anpassung der Axialkraft der Luftfeder genauer zu untersuchen, wird Gl. (2.1) vollständig abgeleitet^{2,3}. Dies führt zu

$$\begin{aligned}
 dF &= A_T dp + (p - p_u) dA_T \\
 &\approx \left(-\frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \frac{\partial V}{\partial z} + p_0 \frac{\partial A_{T,0}}{\partial z} \right) dz \\
 &\quad + \left(-\frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \frac{\partial V}{\partial t} + p_0 \frac{\partial A_T}{\partial t} \right) dt \\
 &\quad + \frac{p_0 A_{T,0}}{T_0} dT \\
 &\quad + \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} dm,
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

mit dem Volumen der Luftfeder V , der Einfederung z , der Luftmasse in der Luftfeder m und deren Temperatur T sowie dem Polytropenexponent n_p . Der erste Summand auf der rechten Seite im zweiten Teil von Gl. (2.2) beschreibt die Kraftänderung aufgrund der Einfederung der Luftfeder, der zweite aufgrund der zeitlichen Veränderung des Volumens und der Tragfläche, der dritte den Einfluss der Temperaturänderung und der letzte den der Luftmasse.

Eine Linearisierung der Kraftänderung aus Gl. (2.2) um die Konstruktionslage der Luftfeder (Einfederung $z = 0$) und die Annahme einer adiabaten Zustandsänderung⁴ ($n_p = \gamma$, mit dem Isentropenexponenten γ) bei Einfederung sowie die Vernachlässigung der Temperaturänderung führt zu

$$F = F_0 + c_0 z + \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} \Delta m - \frac{\gamma p_0 A_{T,0}}{V_0} \Delta V + p_0 \Delta A_T, \tag{2.3}$$

¹ Die Tragfläche der Luftfeder ist eine definiert Größe und es gilt $A_T := F/(p - p_u)$.

² BEDARFF UND PELZ, „Entwicklung und Untersuchung eines innovativen, aktiven Federungssystems“, ([7], 2011)

³ Die detaillierte Herleitung ist in Anhang A.1 zu finden.

⁴ Nach Pelz [94] kann davon ausgegangen werden, dass der Übergang zwischen isothermer und adiabater Zustandsänderung bei einer Luftfeder typischerweise zwischen 0.001 Hz und 0.01 Hz liegt. Deshalb ist die Annahme einer adiabaten Zustandsänderung für den typischen Einsatzbereich einer Luftfeder gerechtfertigt.

mit der linearisierten Steifigkeit der Luftfeder

$$c_0 := \gamma p_0 \frac{A_{v0} A_{T0}}{V_0} + p_0 \left. \frac{\partial A_{T,0}}{\partial z} \right|_0 \quad (2.4)$$

und der Verdrängerfläche

$$A_{v0} := -dV/dz \Big|_0 . \quad (2.5)$$

Aus Gl. (2.3) ergibt sich die resultierende Aktorstellkraft zu

$$\Delta F_{\text{Akt}} = \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} \Delta m - \frac{\gamma p_0 A_{T,0}}{V_0} \Delta V + p_0 \Delta A_T . \quad (2.6)$$

Somit kann mit einer Luftfeder

- (i) durch Änderung der Luftmasse m ,
- (ii) durch Änderung des Volumens V oder
- (iii) durch Änderung der druckeffektiven Fläche A_T

eine Kraft gestellt werden. Die ersten beiden Ansätze resultieren in der Änderung des Luftfederdrucks p . Da der Aktor parallel zum Tragelement angeordnet ist, handelt es sich bei der aktiven Luftfeder um ein teiltragendes aktives System. Dies wird auch dadurch ersichtlich, dass mit dem Aktor die Einfederung des Tragelements verstellt werden kann – bei einem volltragenden aktiven System ist dies nicht möglich.

Im folgenden Abschnitt wird auf bekannte technische Realisierungen dieser drei Wirkprinzipien aus der Literatur eingegangen.

Luftfeder mit aktiver Luftmassenänderung

Das Konzept der Luftmassenänderung der Luftfeder wird bereits zur Niveauregulierung verwendet. Allerdings erfolgt dieser Vorgang quasistatisch und nicht mit den Aktorstellfrequenzen von mindestens 5 Hz, die für die Beeinflussung der Aufbaubewegung notwendig sind – es handelt sich also um ein adaptives und kein aktives System. Eine Luftfeder auf Basis der Luftmassenänderung aktiv auszuführen, erscheint aufgrund der Kompressibilität der Luft technisch schwierig realisierbar. Es sind keine funktionierenden Lösungen bekannt.

Luftfeder mit aktiver Volumenverstellung

In der Literatur sind einige Lösungsansätze für die aktive Ausführung einer Luftfeder über eine Verstellung des Luftvolumens zu finden. In einem Patent von Bridgestone/Firestone¹ wird an die Luftfeder über eine Pneumatikleitung eine zweite Luftfeder, deren Volumen über einen Linearaktor verstellt werden kann, angeschlossen. Ein ähnlicher Ansatz wurde von Zhang² gewählt. Insbesondere Probleme mit der Aktorik aufgrund von Reibung führten dazu, dass dieses Konzept nicht über den Prototypstatus hinaus kam. Ein anderer interessanter Ansatz wird in einem Patent von iXtronics³ verfolgt. In das Luftfedervolumen wird ein geschlossenes und von außen veränderliches Hydraulikvolumen eingelegt. Ob dieses Konzept allerdings in der Praxis funktioniert, ist unbekannt.

Luftfeder mit aktiver Tragflächenverstellung

Wie bereits in Kapitel 1.3 eingeführt und in Abbildung 2.2 gezeigt, gilt für die Tragfläche einer Luftfeder mit dem Radius der Außenführung r_A und dem Kolbenradius r_K in guter Näherung

$$\begin{aligned} A_T &= \pi r_T^2 \\ &\approx \pi \left(\frac{r_A + r_K}{2} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Eine externe Verstellung der Tragfläche kann deshalb entweder über einer Verstellung des Außenradius r_A oder den Kolbenradius r_K erfolgen. In einem französischen Patent von 1960 ist beispielsweise eine Verstellung des Außendurchmessers über eine zusätzlich Membran, die pneumatisch aufgeweitet werden kann, patentiert⁴. Auch Ansätze zur Verstellung des Abrollkolbendurchmessers sind veröffentlicht. Beispielsweise wird in einem Patent von BMW⁵ ein Abrollkolben, dessen Durchmesser sich über verstellbare Lamellen verändern lässt, beschrieben. Jedoch sind keine konstruktiven Umsetzungen bekannt. Dies könnte zum einen an der benötigten komplexen Aktorik⁶ liegen.

¹ HOFFMANN, „Variable Rate Air Spring Suspension“, ([56], 1992)

² ZHANG, „Aktives Luftfedersystem für einen Pkw“, ([140], 2006)

³ GERDIKEN UND JÄKER, „Vollaktives pneumatisches Federungssystem für ein Kraftfahrzeug, das auf dem Wirkprinzip des hydraulischen internen Verdrängerprinzips basiert“, ([30], 2005)

⁴ HAMEL, „Suspension pneumatique réglable pour véhicules automobiles“, ([36], 1960)

⁵ KETTENBERGER, „Luftfeder, insbesondere für Kraftfahrzeuge“, ([68], 2005)

⁶ Beispielsweise müssen die Momente, die beim Abrollen des Balgs induziert werden, abgetragen werden.

Zum anderen ist denkbar, dass die patentierten Konzepte nicht zur Tragflächenänderung mit Eckfrequenzen von mehr als 5 Hz geeignet sind, sondern es sich um adaptive System zur Steifigkeitsverstellung der Luftfeder handelt. Dies kann allerdings technisch einfacher über zuschaltbare Zusatzvolumina realisiert werden.

Die einzig bekannte Realisierung einer Luftfeder mit veränderlicher Tragfläche stammt von ArvinMeritor. Bei diesem Konzept wird eine Membran, die pneumatisch aufgeweitet werden kann, als Abrollkolben verwendet¹. Bereits 2012 wurde ein Versuchsträger mit diesem System ausgestattet², aber das System konnte sich bis heute nicht durchsetzen. Es wird angegeben, dass der Abrollkolben innerhalb von 80 ms komplett aufgeweitet werden kann. Allerdings ist kritisch zu hinterfragen, ob er auch genauso schnell wieder verkleinert werden kann und ob sich diese aktive Luftfeder zur vertikaldynamischen Schwingungsminderung eignet. Ein weiterer Schwachpunkt des Systems ist nach Bedarf³, dass der Luftfederrollbalg auf dem Membranabrollkolben haftet und bei der Durchmesserergrößerung stark belastet wird.

2.4 Vorarbeiten zur aktiven Luftfeder an der TU Darmstadt

Die Arbeit an der aktiven Luftfeder begann 2008 am Institut für Fluidsystemtechnik. In dem Patent von Pelz und Rösner⁴, das 2008 angemeldet wurde, wird bereits die Tragflächenverstellung über eine Verstellung des Abrollkolbenradius mit vier auf der Mantelfläche verteilten Kolbensegmenten sowie eine Doppelbalg-Luftfeder mit zwei verstellbaren Abrollkolben, wie in Abbildung 2.3 gezeigt, beschrieben.

Dieses Konzept hat zwei Vorteile. Erstens ist die Gesamttragfläche ein Kreisring und mit kleinen Veränderungen der Abrollkolbendurchmesser können bereits große relative Flächenänderungen erzielt werden – hierfür werden der obere und der untere Abrollkolben gegenläufig verfahren. Zweitens kann die beim selbsttätigen Einfahren eines Aktors frei werdende Volumenänderungs-

¹ LLOYD, „Dual Airbag Airspring“, ([76], 2007)

² FISCHER, „Aktive Luftfeder – PKW und Light Commercial Vehicle“, ([24], 2012)

³ BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

⁴ PELZ UND RÖSNER, „Schwingungsfluiddämpfung- und/oder -federung“, ([99], 2014)

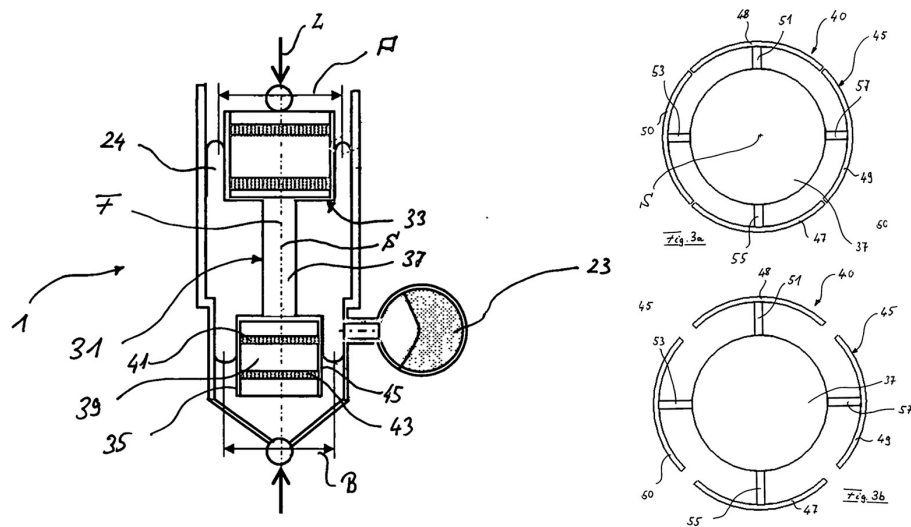


Abbildung 2.3 – Konzept der Tragflächenveränderung über eine Verstellung des Abrollkolbenradius mit verfahrbaren Segmenten, entnommen aus der Patentschrift [99]. Links ist die aktive Doppelbalg-Luftfeder dargestellt und rechts der verstellbare Abrollkolben in der Draufsicht.

arbeit regeneriert oder rekuperiert¹ werden und dem ausfahrenden Aktor zugeführt werden.

Bedarff erweiterte 2011 die Kolbensegmente um Zwischenräume bzw. Einbuchtungen, in die sich der Rollbalg hineinlegen kann^{2,3}, siehe Abbildung 2.4. So soll verhindert werden, dass der Rollbalg beim Verfahren der Segmente durch Reibung beschädigt wird. Dieses Konzept wurde mit dem ersten Prototyp erfolgreich getestet⁴. Die Segmente wurden bei der aktiven Luftfeder von Bedarf über separate Nockenwellen verstellt, die in den aktiven Abrollkolben integriert sind und von einem zentralen Schwenkmotor angetrieben wurden. Bei einem maximalen Federweg von ± 35 mm hat der aktive Abrollkolben eine Höhe von mehr als 500 mm und ein Gewicht von ca. 25 kg. Wegen der

¹ Als Regeneration wird die direkte Wiederverwendung der von einem Verbraucher abgegebenen Energie bezeichnet, bei einer Rekuperation wird diese zunächst zwischengespeichert, vgl. [120].

² BEDARFF UND PELZ, „Schwingungsminderung durch ein aktives hydro-pneumatisches Feder-Dämpfer-System“, ([8], 2011)

³ BEDARFF, PELZ UND THURNER, „Luftfeder mit beweglichen Kolbensegmenten und Rollbalg“, ([9], 2012)

⁴ BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

höheren Belastung des Rollbalgs aufgrund der Abrollkolbenverstellung und des statischen Luftfederdrucks von ca. 20 bar(a.)¹ wurden Kreuzlagenrollbälge in Kombination mit Außenführungen eingesetzt. Mit dem Prototyp wurde die technische Umsetzbarkeit des Konzepts gezeigt und die Modellbildung validiert².

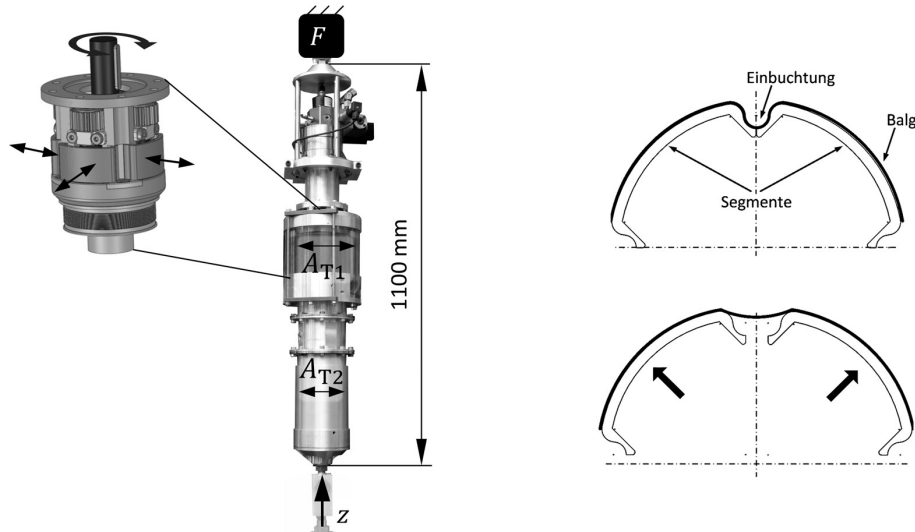


Abbildung 2.4 – Prototyp der aktiven Luftfeder von Bedarff (links, in Anlehnung an [6]) und das Konzept der Abrollkolbendurchmesserverstellung über verstellbare Kolbensegmente (rechts, entnommen aus [8]).

2.5 Physikalische Modellbildung

Kern dieser Arbeit ist die aktive Luftfeder. Zukünftig soll diese um eine pneumatische Dämpfung erweitert werden. Der aktive Luftfederdämpfer (aLFD) ist ein integriertes Bauteil, das mithilfe der drei physikalischen Wirkprinzipien

- (i) „Energie speichern“,
- (ii) „Energie dissipieren“ und
- (iii) „Energie hinzufügen“

die Funktionen

¹ Es handelt sich um den Absolutdruck.

² BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

- (i) „*Last tragen*“,
- (ii) „*Aufbau beruhigen*“ und
- (iii) „*Rad führen*“

vereint. Die aktive Luftfeder (aLF) kann als Sonderfall des aLFD betrachtet werden.

Die anregungsspezifische Dämpfung des aktiven Luftfederdämpfers in Kombination mit der Luftfeder verspricht ein großes Potential. Der LFD „*versteift*“ im Gegensatz zu einem hydraulischen Dämpfer bei hochfrequenten Anregungen, beispielsweise der Überfahrt einer Kante, nicht. Dies hat den Vorteil, dass der Aktor nicht gegen den Dämpfer arbeiten muss und somit sein Potential besser ausgenutzt werden kann.

Aufgrund der komplexen Abstimmung des LFD, der aufwendigen Wärmeabfuhr und der erwarteten Interaktion der Luftdämpfung mit der aktiven Tragflächenverstellung, wird in dieser Arbeit jedoch drauf verzichtet, die aktive Luftfeder als aktiven Luftfederdämpfer auszuführen. Dennoch sollte an dieser Stelle kurz auf die Grundlagen und wichtige Kenngrößen bei der Auslegung eines LFD eingegangen werden, um sicherzustellen, dass eine nachträgliche Erweiterung der aktiven Luftfeder um die pneumatische Dämpfung möglich ist.

Jeder LFD besteht mindestens aus zwei abgeschlossenen Volumina, die im einfachsten Fall über eine Blende verbunden sind. Beim Einfedern wird das Druckvolumen verkleinert und Luft strömt über die Blende in das zweite Volumen. Die Schwingungsenergie wird an der Blende in Form von Wärme dissipiert. Für den Fall des betrachteten Doppelbalg-LFD ist auch das zweite Volumen veränderlich ausgeführt, siehe Abbildung 2.5. Da es sich mit der Einfederung vergrößert, wird es auch als Zugvolumen bezeichnet.

Die resultierende Axialkraft des in Abbildung 2.5 dargestellten aktiven Luftfederdämpfers ist bei Vernachlässigung der Kolbenmasse und Reibung¹

wobei alle das obere Volumen betreffenden Größen mit dem Index 1 bezeichnet sind und die des unteren mit 2.

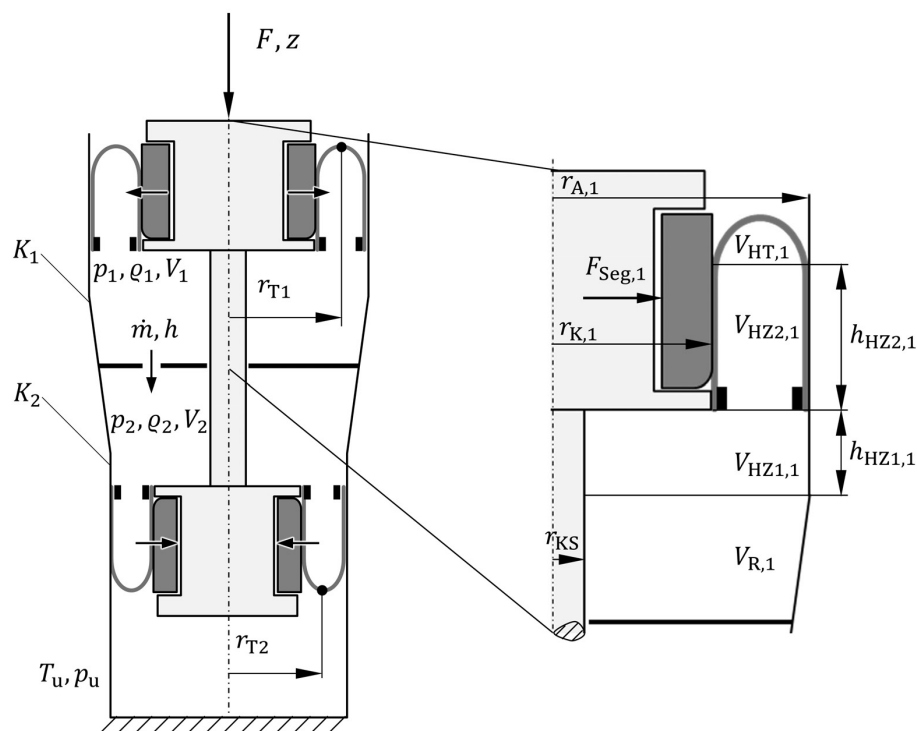


Abbildung 2.5 – Prinzipskizze des (aktiven) Luftfederdämpfers in Anlehnung an [92, 72].

¹ Die innere Reibung, die aufgrund der Verformung des Rollbals beim Abrollen entsteht, lässt sich als Walkarbeit darstellen und kann als eine Reihenschaltung von Federn und Reibelementen beschrieben werden [97]. Allerdings konnten eigene Messungen mit der aktiven Luftfeder (vgl. Kapitel 5.3.1) zeigen, dass das Abrollverhalten des Rollbals von vielen Größen (Abrollkolbenradius, Luftfederdruck usw.) abhängig ist, was die Modellierung und Parametrierung schwierig macht. Des Weiteren ist eine Integration des nichtlinearen Reibmodells in das lineare Modell für den Reglerentwurf ohne eine Linearisierung nicht möglich.

Das dynamische Verhalten des Luftfederdämpfers kann mit den Bilanzgleichungen für Masse und Energie, die mit der thermischen Zustandsgleichung gekoppelt werden, physikalisch modelliert werden¹. Ausgehend von der integralen Form, leitet Pelz² die Kontinuitätsgleichung

$$\dot{\rho}_i V_i \mp \rho_i \dot{V}_i \pm \dot{m} = 0 \quad (2.9)$$

und die Energiegleichung

$$\frac{1}{\gamma - 1} \dot{p}_i V_i \mp \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_i \dot{V}_i \pm \dot{m} h_t = -K_i (T_i - T_0) \quad (2.10)$$

für beide Kammern bzw. Volumina eines Zwei-Kammer-LFD her³. Die lokale Änderung der integralen Größen Masse bzw. innere Energie wird mit dem ersten Term von Gl. (2.9) bzw. Gl. (2.10) beschrieben. Der zweite Term beschreibt den Massen- bzw. Enthalpiefluss über die bewegte Wand des Kontrollvolumens und der dritte den Massen- bzw. Enthalpiestrom über die Blende, mit der Enthalpie

$$h_t = \begin{cases} c_p T_1 & \text{wenn } p_1 \geq p_2 \\ c_p T_2 & \text{wenn } p_2 < p_1 \end{cases} \quad (2.11)$$

Auf der rechten Seite von (2.13) steht der Wärmestrom über die Außenwand des LFD, der über einen Newtonschen Ansatz beschrieben wird. Das Produkt aus der Wärmedurchgangszahl und der Wandfläche wird als K_i zusammengefasst.

Der Luftmassenstrom über die Blende, der durch die Druckunterschiede zwischen den beiden Kammern induziert wird, ist

$$\dot{m} = a_e M_e \rho_e A_B \alpha \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) , \quad (2.12)$$

wobei A_B die Blendenfläche ist und α die Strahlkontraktion^{2,4} beschreibt. Die Machzahl M_e und Schallgeschwindigkeit a_e sowie die Dichte ρ_e im engsten Strömungsquerschnitt αA_B können mit der stationären kompressiblen Bernoulli-Gleichung für ideale Gase bestimmt werden². Die Strömungsrichtung wird über die Signumfunktion berücksichtigt. Die eigentliche Dissipation findet

¹ PELZ, „Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden“, ([90], 2007)

² PELZ, *Theorie des Luft-Feder-Dämpfers*, ([92], 2004)

³ Das obere Volumen wird mit $i = 1$ bezeichnet, das untere mit $i = 2$.

⁴ SPURK UND AKSEL, *Strömungslehre*, ([119], 2010)

statt, wenn der Freistrahle durch die Blende in Wirbel zerfällt¹.

Die Gleichungen 2.9 und 2.10 werden mit der thermischen Zustandsgleichung für thermisch ideales Gas

$$p_i = \varrho_i R_s T_i, \quad (2.13)$$

mit der spezifischen Gaskonstante der Luft R_s , gekoppelt.

Das resultierende nichtlineare Differentialgleichungssystem für die sechs thermodynamischen Zustandsgrößen – je drei pro Kammer ($i = 1, 2$) – Druck p_i , Dichte ϱ_i und Temperatur T_i ist ein Anfangswertproblem mit den Anfangsbedingungen $p_i(0) = p_{i,0}$ und $T_i(0) = T_{i,0}$, das einfach numerisch gelöst werden kann. Vorteil dieser Formulierung ist, dass keine Annahme für die Zustandsänderung getroffen werden muss.

2.5.2 Volumen, Verdränger- und Tragflächen

Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, wie die Parameter Volumen, Verdränger- und Tragflächen der aktiven Luftfeder analytisch berechnet werden. Diese werden für spätere Simulationen, Auslegungen und Berechnungen benötigt.

Volumen und Verdrängerflächen

Für den Fall einer Luftfeder bzw. eines LFD mit veränderlichen Kolbenradien² $r_{K,i}$ ist das Kammervolumen sowohl von den Abrollkolbenradien als auch der Einfederung z abhängig. Nach Bedarff³ und Lenz⁴ kann das Gesamtvolumen idealisiert aus den in Abbildung 2.5 dargestellten Teilvolumen zweier Hohlzylinder, eines Halbtorus sowie eines Restvolumens zu

$$\begin{aligned} V_i(z, r_{k,i}) &= V_{R,i} + V_{HZ1,i} + V_{HZ2,i} + V_{HT,i} \\ &= V_i(z = 0, r_{K,i} = r_{K,i,0}) + \Delta V_{HZ1,i}(z) + \Delta V_{HZ2,i}(z, r_{k,i}) + \Delta V_{HT,i}(r_{k,i}) \end{aligned} \quad (2.14)$$

¹ PELZ, „Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden“, ([90], 2007)

² Später wird aufgrund der Übersichtlichkeit der Aktorstellweg x_i eingeführt und der resultierende Abrollkolbenradius ist $r_{K,i} = r_{K,i,0} + x_i$.

³ BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

⁴ LENZ, *Methodischer Reglerentwurf für eine aktive Luftfeder unter Unsicherheit*, ([72], 2017)

zusammengesetzt werden. Die einzelnen Teilvolumina sind

$$V_{\text{HZ1},i}(z) = \pi h_{\text{HZ1},i} (r_{\text{A},i}^2 - r_{\text{KS}}^2) \quad (2.15)$$

$$V_{\text{HZ2},i}(z, r_{\text{K},i}) = \pi h_{\text{HZ2},i} (r_{\text{A},i}^2 - r_{\text{K},i}^2) \quad (2.16)$$

$$V_{\text{HT},i}(r_{\text{K},i}) = \frac{\pi^2}{8} (r_{\text{A},i} + r_{\text{K},i}) (r_{\text{A},i} - r_{\text{K},i})^2, \quad (2.17)$$

mit der Höhe des unteren Hohlzylinders

$$h_{\text{HZ1},i}(z) = h_{\text{HZ1},i,0} \mp z. \quad (2.18)$$

Die Länge des Hohlzylinders am Rollbalg ergibt sich aus der Kinematik des Rollbalgs¹ zu

$$h_{\text{HZ2},i}(z, r_{\text{K},i}) = h_{\text{HZ2},i,0} + \frac{\pi}{4} (r_{\text{K},i} - r_{\text{K},i,0}) \pm \frac{1}{2} z. \quad (2.19)$$

Die auf die Referenzlage ($z = 0, r_{\text{K},i} = r_{\text{K},i,0}$) bezogenen Volumenänderungen sind

$$\Delta V_{\text{HZ1},i}(z) = \mp z \pi (r_{\text{A},i}^2 - r_{\text{KS}}^2) \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} \Delta V_{\text{HZ2},i}(z, r_{\text{K},i}) = & \left[h_{\text{HZ2},i,0} \pm \frac{1}{2} z + \frac{\pi}{4} (r_{\text{K},i} - r_{\text{K},i,0}) \right] \pi (r_{\text{A},i}^2 - r_{\text{K},i}^2) \\ & - h_{\text{HZ2},i,0} \pi (r_{\text{A},i}^2 - r_{\text{K},i,0}^2) \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$\Delta V_{\text{HT},i}(r_{\text{K},i}) = \frac{\pi^2}{8} (r_{\text{A},i} + r_{\text{K},i}) (r_{\text{A},i} - r_{\text{K},i})^2. \quad (2.22)$$

Die zeitlichen Ableitungen der beiden Kammervolumina sind

$$\begin{aligned} \frac{dV_i}{dt} &= \frac{\partial V_i}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial V_i}{\partial r_{\text{K},i}} \frac{dr_{\text{K},i}}{dt} \\ &= A_{\text{V},i} \dot{z} + A_{\text{V,Seg},i} \dot{r}_{\text{K},i} \\ &= A_{\text{V},i} \dot{z} + A_{\text{V,Seg},i} \dot{x}_i, \end{aligned} \quad (2.23)$$

mit der Verdrängerfläche der Luftfeder in axiale Richtung

$$A_{\text{V},i} = \mp \frac{\pi}{2} (r_{\text{A},i}^2 + r_{\text{K},i}^2) \pm \pi r_{\text{KS}}^2, \quad (2.24)$$

und der Verdrängerfläche der Abrollkolbensegmente

$$A_{\text{V,Seg},i} = \frac{\pi^2}{8} (r_{\text{A},i} - r_{\text{K},i})^2 - 2\pi r_{\text{K},i} \left[h_{\text{HZ2},i,0} \pm \frac{1}{2} z + \frac{\pi}{4} (r_{\text{K},i} - r_{\text{K},i,0}) \right]. \quad (2.25)$$

Die resultierenden Kammervolumina sind

$$V_i(z, r_{\text{K},i}) = V_{i,0} + A_{\text{V},i} z + A_{\text{V,Seg},i} x_i. \quad (2.26)$$

¹ PELZ, *Theorie des Luft-Feder-Dämpfers*, ([92], 2004)

Tragflächen

Die tragenden axialen (druckeffektiven) Flächen werden benötigt, um die resultierende Axialkraft der aktiven Luftfeder nach Gl. (2.8) zu bestimmen. Vereinfacht¹ gilt für sie

$$A_{T,i} = \frac{\pi}{4} (r_{K,i} + r_{A,i})^2 - \pi r_{KS}^2 . \quad (2.27)$$

Die auf die einzelnen Abrollkolbensegmente wirkende, durch den Rollbalg induzierte, Kraft ist

$$F_{Seg,i} = A_{T,Seg,i} (p_i - p_u) . \quad (2.28)$$

Für einen Abrollkolben mit vier Segmenten ($n_{Seg,i} = 4$) ist die tragende Fläche eines Segments

$$\begin{aligned} A_{T,Seg,i} &= 2 h_{HZ2,i,0} r_{K,i} \sin(\pi/n_{Seg,i}) \\ &= \sqrt{2} h_{HZ2,i,0} r_{K,i} . \end{aligned} \quad (2.29)$$

2.5.3 Aktive Luftfeder

Für den Fall der aktiven Luftfeder entfällt die Blende und die Kontinuitätsgleichung (2.9) vereinfacht sich zu

$$\dot{\rho}V - \rho\dot{V} = 0 , \quad (2.30)$$

wobei der erste Term die lokale Änderung der Masse und der zweite den Massenfluss über die bewegte Wand beschreibt. Analog verkürzt sich die Energiegleichung (2.10) zu

$$\frac{1}{\gamma - 1} \dot{p}V - \frac{\gamma}{\gamma - 1} p\dot{V} = -K (T - T_0) . \quad (2.31)$$

Der erste Term auf der linken Seite von Gl. (2.31) stellt die lokale Änderung der inneren Energie und der zweite den Enthalpiefluss dar.

Die resultierende axiale Druckkraft der Luftfeder ist

$$F = (p - p_u) A_T . \quad (2.32)$$

¹ Es wird angenommen, dass die Tragfläche kreisrund ist und dass der höchste Punkt der Rollfalte genau zwischen dem Kolben und der Außenführung liegt und unabhängig vom Luftfederdruck ist. Außerdem wird der Einfluss des Rollbalgs und der Einbuchtungen zwischen den Kolbensegmenten vernachlässigt.

mit der Gesamttragfläche

$$A_T = A_{T,1} - A_{T,2} . \quad (2.33)$$

Für das Volumen der Luftfeder gilt

$$\begin{aligned} V(z, x_1, x_2) &= V_0 + (A_{V,1} - A_{V,2}) z + A_{V,\text{Seg},1} x_1 + A_{V,\text{Seg},2} x_2 \\ &= V_0 + (A_{V,1} - A_{V,2}) z + (A_{V,\text{Seg},1} i_{x,1} + A_{V,\text{Seg},2} i_{x,2}) x , \end{aligned} \quad (2.34)$$

mit den Übersetzungen der Segmentpositionen $i_{x,1} := x_1/x$ und $i_{x,2} := x_2/x$.

2.5.4 Maximale Dämpfarbeit bei pneumatischer Dämpfung

Im Gegensatz zu einem hydraulischen Dämpfer ist die Dämpfarbeit¹ eines LFD aufgrund der Kompressibilität der Luft begrenzt. Dies kann anhand einer einfachen Grenzwertbetrachtung erklärt werden. Bei sehr kleinen Anregungsfrequenzen findet immer ein vollständiger Druckausgleich zwischen den Kammern statt und es erfolgt keine Drosselung der Luft an der Blende. Der LFD verhält sich dabei wie eine Luftfeder, deren Volumen sich aus der Summe der beiden Kammervolumina zusammensetzt, und hat die Steifigkeit c_0 . Der andere Extremfall ist das Verhalten des LFD bei hochfrequenter Anregung. In diesem Fall ist die Zeit für einen Druckausgleich zwischen den Kammern zu klein und es findet keine Dissipation statt. Der LFD verhält sich wie zwei einzelne parallel geschaltete Luftfedern und hat die Steifigkeit c_∞ . Zwischen diesen beiden Extrema liegt die maximale Dämpfung.

Ehrt² und Pelz³ konnten dimensionsanalytisch herleiten, dass für die maximale Dämpfarbeit

$$W_{D,\max} \propto p_0 \frac{\hat{z}^2 (A_{V,1} + A_{V,2})^2}{V_{1,0} + V_{2,0}} \quad (2.35)$$

gilt. Die maximale Dämpfarbeit ist proportional zum statischen Druck p_0 und abhängig von der Anregungsamplitude \hat{z} und der Gestalt des LFD bzw. den Vordrängerflächen $A_{V,1}$ und $A_{V,2}$ sowie dem Volumen V_0 . Über die Gestalt

¹ Als Dämpfarbeit wird die bei harmonischer Anregung dissipierte Energie $W_D = \oint F dz$ in einem Schwingenspiel bezeichnet.

² EHRT, „Simulation des dynamischen Verhaltens von Luft-Feder-Dämpfern“, ([20], 2001)

³ PELZ, „Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden“, ([90], 2007)

der Blende kann festgelegt werden, bei welchem Betriebspunkt das Dämpfungsmaximum liegen soll. Im einfachsten Fall ist die Blende eine Bohrung. Durch den Einsatz von Ventilen können auch druckabhängige Blendenflächen realisiert werden.

Für den Fall eines LFD mit einem Ventil, das optimal zur Bedämpfung des Rades abgestimmt wurde, kann über eine Energiebetrachtung am Viertelfahrzeug die maximale Radvergrößerungsfunktion

$$\begin{aligned} V_{\text{R,max}} &:= \frac{z_{\text{R,max}}}{z_{\text{S}}} \\ &= \frac{2 c_{\text{R}}}{c_{\infty} - c_0}, \end{aligned} \quad (2.36)$$

mit den Steifigkeiten des LFD

$$c_0 = \gamma p_0 \frac{(A_{\text{V},1} + A_{\text{V},2})(A_{\text{T},1} - A_{\text{T},2})}{V_{1,0} + V_{2,0}} \quad (2.37)$$

und

$$c_{\infty} = \gamma p_0 \left(\frac{A_{\text{V},1} A_{\text{T},1}}{V_{1,0}} + \frac{A_{\text{V},2} A_{\text{T},2}}{V_{2,0}} \right) \quad (2.38)$$

hergeleitet werden¹.

¹ Die detaillierte Herleitung ist in Anhang A.3 zu finden.

Kapitel 3

Optimale vertikaldynamische Schwingungsminderung

Aktive Feder-Dämpfer-Systeme müssen im Spannungsfeld zwischen (i) Funktion, (ii) Aufwand und (iii) Verfügbarkeit bewertet werden¹. Auf dieser Basis ist ein objektiver Vergleich verschiedener Technologien zur Schwingungsminderung möglich. Die Funktionen eines Feder-Dämpfer-Systems sind (i) „*Last tragen*“, (ii) „*Aufbau beruhigen*“ und (iii) „*Rad führen*“ (vgl. Kapitel 1.1). Der Aufwand kann beispielsweise über den benötigten Bauraum, das Gewicht und die Kosten quantifiziert werden¹. Die Verfügbarkeit hängt von der Lebensdauer bzw. der Ausfallsicherheit ab.

Es ist vorteilhaft, die Systembewertung schon möglichst früh im Produktentwicklungsprozess zu berücksichtigen, um sinnvolle Anforderungen definieren zu können und innovative Lösungen zu erkennen. In diesem Kapitel werden deshalb Werkzeuge erarbeitet und angewendet, um die Funktion und den Aufwand für aktive Systeme bereits mithilfe von generischen Voruntersuchungen bewerten zu können. Hierfür wird die Funktion auf eine Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit heruntergebrochen. Der Aufwand wird vereinfacht über den Leistungsbedarf des Systems beschrieben. Diese Vereinfachung ist zweckmäßig, da alle anderen Kenngrößen zur Bewertung des Aufwands in diesem frühen Stadium nicht zu quantifizieren sind. Aus diesem Grund wird des Weiteren auch auf eine Bewertung der Verfügbarkeit verzichtet.

Im Folgenden werden zunächst die Grundlagen zur optimalen vertikaldynamischen Regelung eines aktiven Fahrwerks vorgestellt. Die Maximierung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit wird als Minimierung der H_2 -Norm der

¹ PELZ, „Fluidtechnik zwischen Funktion, Aufwand und Verfügbarkeit“, ([91], 2010)

Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwingung formuliert. Diese entsprechen bei geeigneter Modellierung der Anregung den entsprechenden Standardabweichungen. Danach werden generische Untersuchungen an einem Viertelfahrzeug durchgeführt, um die mit einem ideal aktiven Fahrwerk maximal erreichbare Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit gemäß der Devise „*Besser geht's nicht*“ zu bestimmen. Diese Ergebnisse dienen als Referenz und Bewertungsmaß für verschiedene Aktor- und Regelungskonzepte. Unter anderem wird der Einfluss der Aktorstellkraft und -stellfrequenz sowie der zur Verfügung stehenden Leistung untersucht. Auf Basis dieser Ergebnisse werden die Anforderungen an die Aktorik der aktiven Luftfeder abgeleitet.

Wie in Kapitel 1.2 beschrieben, besteht bei der vertikaldynamischen Abstimmung eines Fahrwerks immer ein Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort – auch bei aktiven Fahrwerken. Bei der Betrachtung des Gesamtfahrzeugs erweitert sich dieser Konflikt um eine dritte Zielgröße – die Horizontrierung des Fahrzeugs, um Wanken und Nicken zu begrenzen. Streiter¹ stellt diesen Konflikt in einem Dreieck, an dessen Ecken die drei Zielgrößen stehen, dar. Für ein aktives Fahrwerk kommt die zu Verfügung stehende Leistung als vierte Zielgröße hinzu und aus dem Konfliktdreieck wird eine Konfliktpyramide bzw. ein Pyramidenstumpf, wie in Abbildung 3.1 gezeigt. Die Abstimmung des aktiven Fahrwerks erfolgt im Zieldreieck des Pyramidenstumpfs. Die Lage dieses Dreiecks ist von der verfügbaren Leistung abhängig – je mehr Leistung verfügbar ist, desto weiter oben liegt das Zieldreieck und desto kleiner wird es. Den Boden des Pyramidenstumpfs bildet das Zieldreieck des passiven Fahrwerks und die Oberseite das des ideal aktiven Fahrwerks. Die obere Grenze kann auch durch den Einsatz von zusätzlicher Stelleistung nicht überschritten werden, wie in Kapitel 3.3.4 gezeigt wird. Die Limitierung der Leistung erfolgt über eine Begrenzung der Aktorstellkraft oder der Stellgeschwindigkeit.

Alle folgenden Untersuchungen werden am Viertelfahrzeug (vgl. Kapitel 1.1) durchgeführt und beschränken sich somit auf die reine Vertikaldynamik. Diese Vereinfachung erleichtert die Interpretation von Ergebnissen, der Berechnungsaufwand kann reduziert werden und es existieren teilweise sogar analytische Lösungen. Das Viertelfahrzeugmodell ermöglicht eine Fokussierung der Untersuchungen auf das Feder-Dämpfer-System. Bei komplexeren Modellen hingegen muss in der Regel das gesamte Fahrwerk berücksichtigt

¹ STREITER, „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“, ([121], 1996)

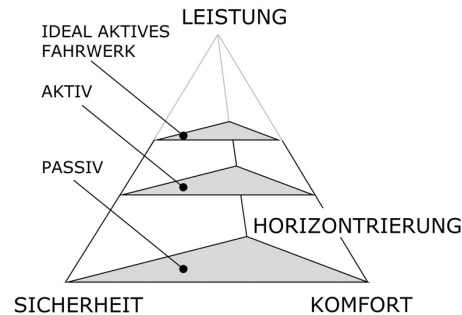


Abbildung 3.1 – Zielkonflikt bei der Abstimmung eines aktiven Fahrwerks in Anlehnung an Streiter [121].

werden. Zusätzlich wird später die Durchführung der Hardware-in-the-Loop-Versuche erleichtert, da nur ein Feder-Dämpfer benötigt wird und lediglich das Viertelfahrzeug virtuell abgebildet werden muss. Werden hingegen komplexere Fahrzeugmodelle mit mehreren Feder-Dämpfern verwendet, müssen diese ebenfalls als Modell beschrieben werden. Die Hardware-in-the-Loop-Ergebnisse sind somit von der Güte dieser Modelle abhängig. Ein komplexeres Modell führt zu einer größeren Modellunsicherheit und folglich zu einer größeren Unsicherheit bei den Ergebnissen.

Alle folgenden Herleitungen und Ergebnisse basieren auf eigenen Veröffentlichungen^{1,2,3}.

3.1 Modellbildung

3.1.1 Viertelfahrzeugmodell

Bei einer Begrenzung des Frequenzbereichs der betrachteten Schwingungen auf 25 Hz⁴ kann das komplexe Schwingungssystem „*Fahrzeug*“ als diskreter Schwinger dargestellt und die Kontinuumschwingungen vernachlässigt

¹ HEDRICH, LENZ UND PELZ, „Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung“, ([46], 2017)

² HEDRICH U. A., „Active Pneumatic Suspension for Future Autonomous Vehicles: Design, Prove of Concept and Hardware-in-the-Loop Simulations“, ([43], 2018)

³ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

⁴ Diese Annahme ist zulässig, da in der Regel die Eigenfrequenz des Rades bei (11...14) Hz liegt und bei 25 Hz die Erhöhung der Radvergrößerungsfunktion wieder abgeklungen ist.

werden¹. Für das Viertelfahrzeugmodell werden zusätzlich die Annahmen getroffen, dass das Fahrzeug symmetrisch um die Längsachse ist und die Unebenheitsanregungen der beiden Fahrspuren gleich sind. Außerdem wird angenommen, dass die Bewegung der vorderen und hinteren Teil-Aufbaumassen unabhängig voneinander sind und der Radstand unendlich groß ist. Somit kann das Fahrzeug nur noch Hubbewegungen ausführen¹. In Abbildung 3.2 ist das mechanische Ersatzschaltbild des aktiven Viertelfahrzeugs gezeigt.

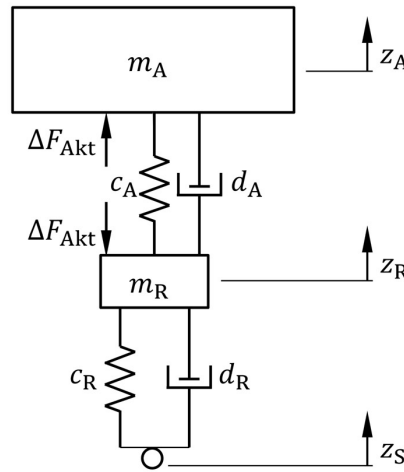


Abbildung 3.2 – Das Viertelfahrzeugmodell mit parallel geschaltetem Aktor.

Die auf ein Rad entfallende Aufbaumasse m_A , auch gefederte Masse genannt, setzt sich unter anderem anteilig aus der Masse der Karosserie, des Motors, des Gepäcks und der Fahrgäste zusammen. Die Radmasse m_R ist die Summe der Teilmassen des Rades, der Bremsen, der Lenker usw.. Sie wird auch als ungefederte Masse bezeichnet. Beide Masse sind über das (lineare) Feder-Dämpfer-System verbunden. Der Aktor wird generisch als ein parallel geschaltetes Kraftelement, dass die Kraft ΔF_{Akt} zwischen Rad und Aufbau stellt, modelliert. Die Unebenheitsanregung des Viertelfahrzeugs erfolgt am Fußpunkt über das Rad. Dieses wird als eine Parallelschaltung einer linearen Feder und eines linearen Dämpfers modelliert.

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, ([82], 2014)

Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen für Aufbau und Rad des aktiven Viertelfahrzeugs aus Abbildung 3.2 um den Arbeitspunkt ($z = 0$) sind

$$m_A \ddot{z}_A - F_C - F_D = \Delta F_{\text{Akt}} \quad (3.1)$$

und

$$m_R \ddot{z}_R + F_C + F_D - F_R = -\Delta F_{\text{Akt}} , \quad (3.2)$$

mit der Federkraft¹ $F_C = c_A(z_R - z_A)$ und der Dämpferkraft $F_D = d_R(\dot{z}_R - \dot{z}_A)$ sowie der Radlastschwankung

$$F_R = c_R(z_S - z_R) + d_R(\dot{z}_S - \dot{z}_R) . \quad (3.3)$$

Für die folgenden Untersuchungen werden die in Tabelle 3.1 aufgelisteten Parameter verwendet. Sie entsprechen den Parametern des SFB-Demonstrators². In Anlehnung an Puff³ wird für die Raddämpfung ein Lehr'sches Dämpfungsmaß von 0.1 angenommen⁴. Die Aufbausteifigkeit wurde an die gemessene Steifigkeit der Luftfeder angepasst. Die Eigenfrequenz des Aufbaus liegt im Arbeitspunkt etwas niedriger als 1 Hz, kann aber für den passiven Betrieb über eine Vergrößerung der Tragfläche der Luftfeder auf über 1.1 Hz erhöht werden.

Zustandsraumdarstellung

Für die folgenden Betrachtungen ist es zweckmäßig, das lineare und zeitinvariante aktive Viertelfahrzeug als Zustandsraumsystem in der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u}, \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0 , \quad (3.4)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{D} \mathbf{u} \quad (3.5)$$

¹ Unter Berücksichtigung der Achsübersetzung i und des Neigungswinkels β gilt für die Einfederung des Feder-Dämpfer-Elements (und des Aktors) $z = (z_R - z_A) i \cos(\beta)$. In Anlehnung an den SFB-Demonstrator werden $i = 1$ und $\beta = 90^\circ$ angenommen. Somit gilt für die Einfederung $z = z_R - z_A$. Dies gilt auch für die Übersetzung des Dämpfers.

² Dieser ist an ein Flugzeugfahrwerk angelehnt, kann aber auch als Viertelfahrzeug betrieben werden [113].

³ PUFF, „Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort“, ([102], 2011)

⁴ Die Raddämpfung wird für die „stabile“ Durchführung der Hardware-in-the-Loop-Versuche benötigt.

Tabelle 3.1 – Parameterwerte des Viertelfahrzeugmodells.

Aufbaumasse m_A	290 kg
Radmasse m_R	40 kg
Aufbausteifigkeit c_A	10 000 N/m
Aufbaudämpfung d_A	1 140 Ns/m
Radsteifigkeit c_R	200 000 N/m
Raddämpfung d_R	566 Ns/m

darzustellen. Mit (3.1) und (3.2) führt dies zu

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_A \\ \ddot{z}_A \\ \dot{z}_R \\ \ddot{z}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_A}{m_A} & -\frac{d_A}{m_A} & \frac{c_A}{m_A} & \frac{d_A}{m_A} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_A}{m_R} & \frac{d_A}{m_R} & -\frac{c_A+c_R}{m_R} & -\frac{d_A+d_R}{m_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_A \\ \dot{z}_A \\ z_R \\ \dot{z}_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_R} & \frac{c_R}{m_R} & \frac{d_R}{m_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{Akt} \\ z_S \\ \dot{z}_S \end{bmatrix}, \quad (3.6)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ F_R \\ z \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_A}{m_A} & -\frac{d_A}{m_A} & \frac{c_A}{m_A} & \frac{d_A}{m_A} \\ 0 & 0 & -c_R & -d_R \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_A \\ \dot{z}_A \\ z_R \\ \dot{z}_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_A} & 0 & 0 \\ 0 & c_R & d_R \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{Akt} \\ z_S \\ \dot{z}_S \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

Ausgangsgrößen sind unter anderem die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radlastschwankung F_R , die zur Bewertung von Fahrkomfort und Fahrstabilität verwendet werden. Weitere Ausgangsgrößen sind die Einfederung $z = z_R - z_A$, die zur Sicherstellung der Funktion herangezogen wird, und die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} . Des Weiteren können die Zustände bei Bedarf einfach als Ausgangsgrößen definiert und zurückgeführt werden.

3.1.2 Virtuelle stochastische Straßenanregung

Straßenanregung im Frequenzbereich

Die Unebenheit einer Fahrbahn kann nach Mitschke¹ über die Autoleistungsdichte $\phi_{z_S z_S, \omega}(\omega)$ der Unebenheitsanregung $z_S(t)$ beschrieben werden. Die Autoleistungsdichte – auch als spektrale Leistungsdichte bezeichnet – gibt an,

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

wie die Leistung des Gesamtsignals im Frequenzbereich verteilt ist. Somit ist sie ein Maß für den Anteil der Frequenz ω an der Leistung des Gesamtsignals. Die spektrale Leistungsdichte der Unebenheitsanregung (Straßenanregung) z_s in Abhängigkeit von der Erregerkreisfrequenz ω ist

$$\phi_{z_s z_s, \omega}(\omega) = \frac{1}{v} \phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega) , \quad (3.8)$$

wobei v die Fahrgeschwindigkeit und $\phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega)$ die spektrale Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz Ω ist¹. Für diese gilt

$$\Omega = \frac{1}{v} \omega . \quad (3.9)$$

Nach Mitschke¹ kann die Unebenheit einer Straße mit einem stochastischen Signal der Autoleistungsdichte

$$\phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega) = \phi'_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o) \left(\frac{\Omega}{\Omega_o} \right)^{-w} , \quad (3.10)$$

wobei $\phi'_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o)$ das charakteristische Unebenheitsmaß der Straße bei der Bezugswegkreisfrequenz $\Omega_o = 1 \frac{1}{m}$ und w die Straßenwelligkeit ist, abgebildet werden. Für den Sonderfall einer Straße mit der Welligkeit $w = 2$ kann die spektrale Leistungsdichte der Unebenheitsanregung über das Formfilter F_s und normiertes weißen Rauschen n , für dessen spektrale Leistungsdichte $\phi_{nn}(\omega) = 1$ gilt, beschrieben werden^{2,3}. Daraus folgt

$$\phi_{z_s z_s, \omega}(\omega) = |F_s(j\omega)|^2 \phi_{nn}(\omega) , \quad (3.11)$$

mit dem Formfilter⁴

$$F_s(s) = \Omega_o \sqrt{v \phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o)} \frac{1}{s} , \quad (3.12)$$

mit der komplexen Variable bzw. der komplexen Frequenz $s = \delta + j\omega$. Um zu verhindern, dass die Werte des Leistungsdichtespektrums für kleine Erregerkreisfrequenzen gegen unendlich gehen, kann das Formfilter in der Form

$$F_{s'}(s) = \Omega_o \sqrt{v \phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o)} \frac{T_c}{T_c s + 1} \quad (3.13)$$

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

² HEDRICH U. A., „Active Pneumatic Suspension for Future Autonomous Vehicles: Design, Prove of Concept and Hardware-in-the-Loop Simulations“, ([43], 2018)

³ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

⁴ Da die Varianz später über das zweiseitige Integral und mit dem Vorfaktor 2π berechnet wird, gilt $\phi_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o) = \pi \phi'_{z_s z_s, \Omega}(\Omega_o)$.

mit der Zeitkonstante $T_c = (2\pi f_c)^{-1}$ verwendet werden. Mithilfe eines zusätzlichen PT₂-Tiefpassfilters $W_{TP} = [1/(2\pi f_{\max}) s + 1]^{-2}$ werden Anregungsfrequenzen oberhalb des Gültigkeitsbereichs des Viertelfahrzeugs abgeschwächt. Das Formfilter mit dem Tiefpass ist somit

$$\begin{aligned} F_{S,TP}(s) &= F_{S'}(s) W_{TP}(s) \\ &= \Omega_0 \sqrt{v} \phi_{z_S z_S, \Omega}(\Omega_0) \frac{T_c}{T_c s + 1} \frac{1}{[1/(2\pi f_{\max}) s + 1]^2}. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Durch eine Erweiterung des Formfilters können die ersten beiden Zeitableitungen \dot{z}_S und \ddot{z}_S des Straßensignals direkt berechnet werden. Das resultierende Formfilter ist

$$F_{Str}(s) = F_{S,TP}(s) \begin{bmatrix} 1 & s & s^2 \end{bmatrix}^T. \quad (3.15)$$

Mit diesem Filter und normiertem weißen Eingangsrauschen n kann die vir-

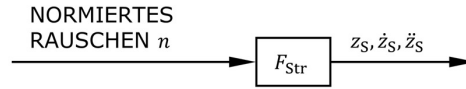


Abbildung 3.3 – Erzeugung der stochastischen Straßenanregung.

tuelle Straßenanregung berechnet werden. Das entsprechende Blockschaltbild ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Die in Tabelle 3.2 aufgelisteten Kenndaten werden für die folgenden Untersuchungen für die Straßenanregung verwendet.

Tabelle 3.2 – Parameter zur Generierung der virtuellen Straßen. Die Werte für die Unebenheitsmaße der unterschiedlichen Straßentypen sind aus Mitschke [83] entnommen.

Tiefpasseckfrequenz f_{\max}	25 Hz
Knickfrequenz f_c	0.1 Hz
Welligkeit w	2
Unebenheitsmaß $\phi_{z_S z_S, \Omega}$ (1/m)	
Autobahn	$\pi \cdot 1.1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Bundesstraße	$\pi \cdot 2.1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Landstraße	$\pi \cdot 5.3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Kreisstraße	$\pi \cdot 12.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

Straßenanregung im Zeitbereich

Für die Simulationen im Zeitbereich und die HiL-Versuche werden Zeitsignale der Straßenanregungen benötigt. Diese werden in MATLAB erstellt. Zunächst wird mithilfe eines Zufallszahlengenerators eine Sequenz normiertes weißes Rauschen erzeugt. Hierbei ist zu beachten, dass die spektrale Dichte des erzeugten Signals antiproportional zu der Schrittweite der Rauschsequenz ist¹. Mit dem erzeugten normierten weißen Rauschen n und der Übertragungsfunktion $F_{\text{Str}}(s)$ wird das Zeitsignal des Straßenprofils z_s berechnet. Um Einflüsse durch das Einschwingen zu verhindern, werden die ersten Werte dieses Signals entfernt. Nach einer Transformation in den Frequenzbereich mit einer Fast-Fourier-Transformation werden danach alle Frequenzen über 25 Hz vollständig entfernt und das Signal um den Mittelwert befreit. Die Rücktransformation in den Zeitbereich erfolgt mittels der Inverse-Fast-Fourier-Transformation.

3.1.3 Generisches Aktormodell

Um den Einfluss der Aktordynamik zu betrachten, wird das dynamische Verhalten des Aktors über ein PT₁-Glied in der Form

$$G_{\text{Akt}}(s) = \frac{1}{1 + 1/(2\pi f_{\text{Akt}}) s} \quad (3.16)$$

generisch abgebildet. Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, wird zwischen langsam- und schnell-aktiven Aktoren mit den Eckfrequenzen $f_{\text{Akt}} = 5 \text{ Hz}$ bzw. $f_{\text{Akt}} = 30 \text{ Hz}$ unterschieden. Die Frequenzgänge dieser beiden Aktortypen sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

¹ HOFFMANN UND BRUNNER, *MATLAB und Tools*, ([55], 2002)

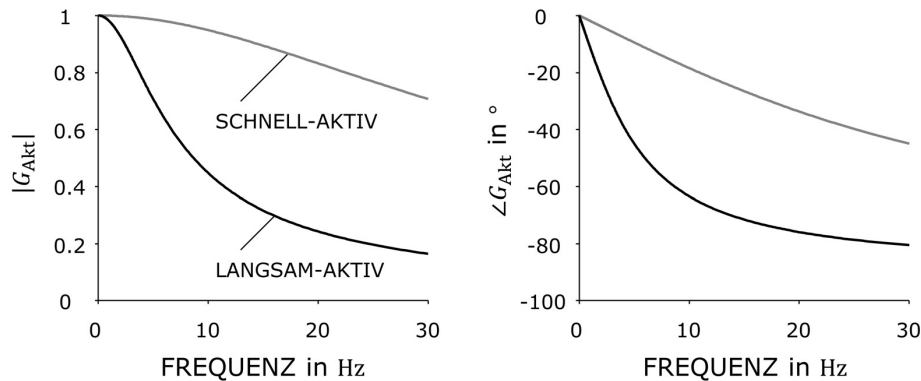


Abbildung 3.4 – Amplituden- und Phasengang des generischen langsam- und schnell-aktiven Aktors mit den Eckfrequenzen 5 Hz bzw. 30 Hz.

3.2 Vertikaldynamische Fahrwerksregelung

Um die aktive Luftfeder im Viertelfahrzeug zu betreiben, ist eine Fahrdynamikregelung notwendig. Die allgemeine Struktur des Regelkreises ist in Abbildung 3.5 dargestellt. Die Regelstrecke setzt sich aus dem Viertelfahrzeug, der Luftfeder und der Aktorik zusammen. Die Strecke hat die Unebenheits- bzw. Straßenanregung und die Stellgröße – die Aktorstellkraft – als Eingänge. Ausgänge sind die Mess- und die Bewertungsgrößen. Aus den Messgrößen berechnet der Regler die Stellgröße. Bei einer klassischen Skyhook-Regelung nach Karnopp¹ werden beispielsweise die Aufbau- und die Einfederungsgeschwindigkeit zurückgeführt. Für den Fall des Viertelfahrzeugs werden die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung und die Standardabweichung der Radlastschwankungen als Bewertungsgrößen für den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit herangezogen. Neben diesen beiden Bewertungsgrößen können auch weitere oder andere Größen zur Bewertung verwendet werden. Die Niveauregulierung der Luftfeder erfolgt quasistatisch durch eine Anpassung der Luftmasse. So kann sichergestellt werden, dass beladungsunabhängig der komplette Federweg zur Verfügung steht. Von dieser Annahme wird bei den folgenden Untersuchungen ausgegangen – die Niveauregulierung selbst wird beim Reglerentwurf nicht berücksichtigt.

Die folgenden Betrachtungen beschränken sich auf lineare Regelungstechnik. Dies hat den Vorteil, dass die erzielbaren Regelgüten analytisch oder direkt numerisch berechnet werden können und keine aufwendigen Simulationen

¹ KARNOPP, CROSBY UND HARWOOD, „Vibration Control Using Semi-Active Force Generators“, ([65], 1974)

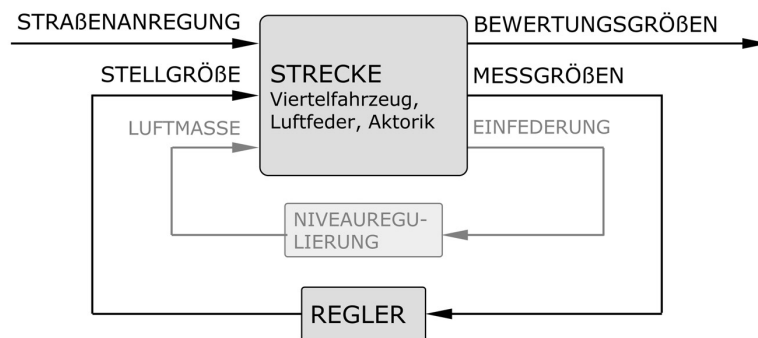


Abbildung 3.5 – Die Struktur des Regelkreises zum Betrieb der aktiven Luftfeder im Viertelfahrzeugmodell.

notwendig sind. Die Eigenschaften der Sensoren, wie Rauschen oder das Übertragungsverhalten, werden bei diesen generischen Untersuchungen nicht berücksichtigt.

Für den Fall der stochastischen Unebenheitsanregung bietet sich eine H_2 -optimale Regelung an, da die Maximierung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit als Minimierung der H_2 -Norm der Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung formuliert werden kann. Diese entsprechen bei geeigneter Modellierung der Anregung den entsprechenden Standardabweichungen. Ein Vorteil dieses Vorgehens ist, dass der Reglerentwurf direkt an dem Gütemaß erfolgen kann. Des Weiteren werden neben dem Parameter zur Gewichtung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit sowie den (physikalischen) Grenzen für die Einfederung und die Aktorstellkraft keine weiteren Entwurfsparameter benötigt.

Prinzipiell gibt es aber auch viele andere Ansätze zur Regelung eines semi-aktiven oder aktiven Fahrwerks, auf die in diesem Rahmen aber nicht genauer eingegangen wird. Für detaillierte Informationen bieten sich die Veröffentlichungen von Streiter¹ und Tseng² an.

Eine wichtige Erkenntnis von Streiter ist, dass bei der Regelung von aktiven System zur Entkopplung des Aufbaus stets die Einfederung über einen Integrator zurückgeführt werden sollte, um sicher zu stellen, dass der Aufbau nicht „wegdriftet“. Bei den folgenden generischen Untersuchungen wird allerdings

¹ STREITER, „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“, ([121], 1996)

² TSENG UND HROVAT, „State of the art survey: active and semi-active suspension control“, ([124], 2015)

zunächst drauf verzichtet, da der Einfluss auf die erreichbare Regelgüte nur unwesentlich ist (vgl. Kapitel 5.4.1).

3.2.1 H_2 -optimale Regelung

Das System für den Reglerentwurf des aktiven Viertelfahrzeugs ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Ziel ist es, einen Regler \mathbf{K} zu finden, der die Strecke auf Basis der Messgrößen \mathbf{y} über die Stellgröße $u_{\text{Aktor}} = \mathbf{K}\mathbf{y}$ so beeinflusst, dass die H_2 -Systemnorm von der stochastischen Anregung am Eingang $\mathbf{w} = n$ auf die Bewertungsgrößen \mathbf{z} am Ausgang minimal wird.

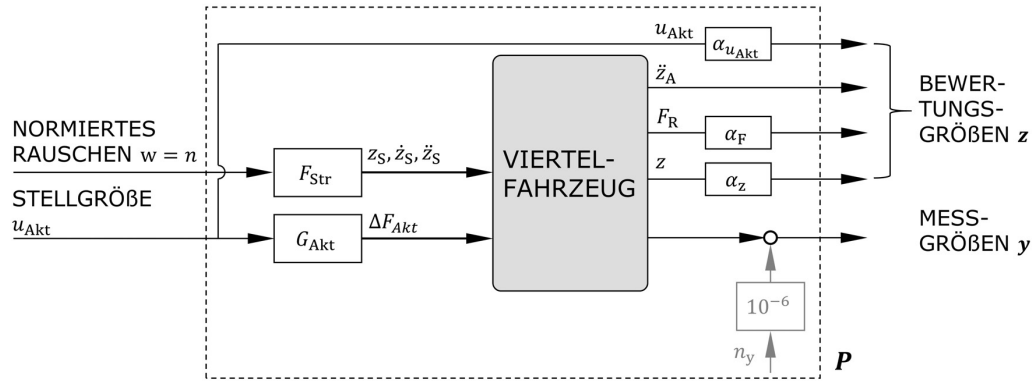


Abbildung 3.6 – Die unregelte verallgemeinerte Strecke des aktiven Viertelfahrzeugs für den Reglerentwurf in Anlehnung an [73].

Die H_2 -Norm eines stabilen, durchgriffsfreien Systems mit den Eingängen \mathbf{w} und den Ausgängen \mathbf{z} , hier kurz als „ $\mathbf{z} \leftarrow \mathbf{w}$ “ geschrieben, entspricht der Wurzel aus der Summe der quadratisch integrierten Einzelfrequenzgänge¹ ($z_i \leftarrow w_j$)($j\omega$),

$$\|\mathbf{z} \leftarrow \mathbf{w}\|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \sum_{i,j} \int_{-\infty}^{\infty} |(z_i \leftarrow w_j)(j\omega)|^2 d\omega} . \quad (3.17)$$

Für die Regelung des Viertelfahrzeugs ist die Interpretation der H_2 -Norm für stochastische Signale wesentlich. Sie entspricht bei normiertem weißen Rauschen als Eingangsgröße \mathbf{w} der Wurzel der Summe der quadrierten Standardabweichungen¹ $\sigma_{z,i}$ der Ausgangssignale \mathbf{z} und es gilt

$$\|\mathbf{z} \leftarrow \mathbf{w}\|_2 = \sqrt{\sum_i \sigma_{z,i}^2} . \quad (3.18)$$

¹ ZHOU, *Essentials of Robust Control*, ([141], 1998)

Eingangsgröße in die verallgemeinerte Strecke \mathbf{P} ist die Stellgröße u_{Akt} , aus der mit der Übertragungsfunktion des Aktors G_{Akt} die eigentliche Stellkraft ΔF_{Akt} bestimmt wird. Störeingang ist die Straßenanregung z_{S} , die aus dem normierten weißen Eingangsrauschen erzeugt wird. Theoretisch können alle berechenbaren Größen als Ausgangsgrößen aus dem Modell herausgeführt werden. Als Bewertungsgrößen werden für den Reglerentwurf

- (i) die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{A} als Maß für den Fahrkomfort und
- (ii) die Standardabweichung der Radlastschwankung¹ F_{R} als Maß für die Fahrsicherheit

sowie zur Sicherstellung der Funktion

- (iii) die Einfederung z und
- (iv) die Stellgröße u_{Akt}

herangezogen. Da es sich um eine Pareto-Optimierung handelt, kann die Gewichtung zwischen den beiden Zielgrößen Fahrkomfort und Fahrsicherheit über ein Gewicht verschoben werden. Auf die Gewichte für die Einfederung und die Stellgröße wird im nächsten Abschnitt eingegangen. Die Messgrößen bei den folgenden Entwürfen variieren, deshalb werden sie jedes Mal explizit angegeben. Es wird davon ausgegangen, dass alle benötigten Zustände direkt gemessen werden können.

3.2.2 Freies Optimierungsproblem

Für den Fall, dass keine Strukturbeschränkungen an den Regler \mathbf{K} gestellt werden, kann der optimale Regler analytisch berechnet werden. Dazu wird das Gütekriterium

$$V^2 = \|\ddot{z}_{\text{A}} \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_{\text{F}}^2 \|F_{\text{R}} \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_z^2 \|z \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_{u_{\text{Akt}}}^2 \|u_{\text{Akt}} \leftarrow n\|_2^2 + V_{\text{ny}}^2 \quad (3.19)$$

ohne Nebenbedingungen minimiert. Bei der Optimierung muss ein sehr schwaches Messrauschen V_{ny}^2 , wie in Abbildung 3.6 angedeutet, berücksichtigt werden, um die formalen Anforderungen des Gesamtsystems an den freien H_2 -Entwurf zu erfüllen². Die Nebenbedingungen werden über zusätzliche Terme in

¹ Es gilt $F_{\text{R}} = c_{\text{R}} (z_{\text{S}} - z_{\text{R}}) + d_{\text{R}} (\dot{z}_{\text{S}} - \dot{z}_{\text{R}})$.

² ZHOU, *Essentials of Robust Control*, ([141], 1998)

der Gütefunktion angenähert¹. Dies erfolgt über eine Anpassung der Gewichte $\alpha_{u_{\text{Akt}}}$ und α_z . So kann sichergestellt werden, dass vorgegebene Grenzen für die Einfederung und die Aktorstellkraft nicht überschritten werden.

Das Optimierungsproblem Gl. (3.19) wird in MATLAB gelöst². Hierfür wird die Zustandsraumdarstellung des aktiven Viertelfahrzeugs, Gl. (3.6) und Gl. (3.7), zunächst in eine normierte Darstellung überführt. So soll verhindert werden, dass es zu numerischen Problemen bei der Berechnung der Regler kommt³.

3.2.3 Strukturbeschränktes Optimierungsproblem

Wenn für den Regler \mathbf{K} eine Strukturbeschränkung vorgegeben wird, kann der Reglerentwurf als mathematisches Optimierungsproblem in der Form

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{K} \in \mathcal{K}} (\|\ddot{z}_A \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_F^2 \|F_R \leftarrow n\|_2^2) \\ \text{u. d. Bedingungen} \quad \|z \leftarrow n\|_2 < \sigma_{z,\max}, \quad \|u_{\text{Akt}} \leftarrow n\|_2 < \sigma_{u_{\text{Akt}},\max} \end{aligned} \quad (3.20)$$

formuliert werden. Die Strukturbeschränkung des Reglers, beispielsweise eine Beschränkung auf statische Rückführungen, wird über \mathcal{K} gegeben. Variiert man α_F , so kann man damit die Gewichtung zwischen Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankungen verändern. Da in der Praxis sowohl der Federweg als auch die Aktorstelleistung limitiert sind, können die Einfederung z und die Stellgröße u_{Akt} bezüglich ihrer Standardabweichung beschränkt werden. Für die folgenden Untersuchungen werden $\sigma_{z,\max}$ in Anlehnung an Mitschke⁴ auf 1/3 der maximalen Einfederung und $\sigma_{u_{\text{Akt}},\max}$ auf 1/3 der maximalen Aktorkraft begrenzt⁵.

Das Optimierungsproblem Gl. (3.20) wird numerisch mit der Funktion *sys tune* der *Control System Toolbox* von MATLAB gelöst. Auch in diesem Fall wird die normierte Form der Zustandsraumdarstellung des aktiven Viertelfahrzeugs verwendet.

¹ Eine direkte Begrenzung der nichtlinearen Aktorstelleistung ist so nicht möglich. Aus diesem Grund wird in Kapitel 3.3.4 der Reglerentwurf erweitert.

² LENZ, *Robuste Regelung*, ([75], 2017)

³ SKOGSTAD UND POSTLETHWAITE, *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*, ([118], 2005)

⁴ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

⁵ So kann unter der Annahme eines normalverteilten Prozesses sichergestellt werden, dass in 99.73 % aller Fälle die maximale Beschränkung nicht erreicht wird.

3.3 Generische Voruntersuchungen

Die Ergebnisse der in Gl. (3.19) und Gl. (3.20) beschriebenen Optimierungsprobleme können als Paretokurven im Konfliktdiagramm visualisiert werden. In diesem Diagramm wird auf der Ordinatenachse die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma_{\ddot{z}_A}$ und auf der Abszissenachse die Standardabweichung der relativen Radlastschwankung $\sigma_{F_R}/F_{R,0}$ aufgetragen. Der theoretisch beste Betriebspunkt wäre im Ursprung des Konfliktdiagramms. Dies ist allerdings nicht möglich, wie die folgenden Untersuchungen zeigen werden. Die Paretolinien repräsentieren Grenzkurven, die unter den gegebenen Bedingungen gemäß dem Motto „*Besser geht's nicht...*“ nicht unterschritten werden können. Im Folgenden werden prinzipielle Betrachtungen zum Einfluss des Aktors und unterschiedlicher Regler auf die erreichbare Regelgüte durchgeführt. Diese Voruntersuchungen bilden die Basis für die Auslegung der aktiven Luftfeder und deren Aktorik.

Die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den menschlichen Körper haben verschiedene frequenzabhängige Wirkungen^{1,2}. Vertikaldynamische Schwingungen haben Auswirkungen auf das Wohlbefinden – also den Fahrkomfort – und niederfrequente Schwingungen können zu Kinetose führen¹. Insbesondere beim autonomen Fahren kann das Auftreten von Kinetose signifikant steigen, wie bereits in der Einleitung dieser Arbeit beschrieben wurde. Wie aktive Systeme eingesetzt werden können, um Kinetose zu vermeiden und den Fahrkomfort zu steigern, wird in diesem Abschnitt untersucht.

Da es sich um grundlegende Betrachtungen handelt, wird zunächst aus Gründen der einfacheren Interpretierbarkeit der Ergebnisse drauf verzichtet, die frequenzabhängige Wirkung von Schwingungen auf den menschlichen Körper zu berücksichtigen. Dies erfolgt erst in Kapitel 3.4³ über eine frequenzspezifische Bewertung der Aufbaubeschleunigung nach der VDI-Richtlinie 2057¹. Zunächst werden das passive und das ideal aktive Fahrwerk als Sonderfälle diskutiert. Diese beiden Systeme dienen als Referenz für alle untersuchten Reglerkonfigurationen.

¹ VDI 2057, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen*, ([127], 2002)

² DEMPSEY UND LEATHERWOOD, „Vibration Ride Comfort Criteria“, ([17], 1976)

³ Hier wird auch gezeigt, dass der Unterschied zwischen der Standardabweichung der komfortbewerteten und der unbewerteten Aufbaubeschleunigung sehr klein ist.

3.3.1 Referenzsysteme

Passives Fahrwerk

Die Abstimmung des linearen passiven Viertelfahrzeugs kann lediglich über eine Anpassung der Aufbausteifigkeit c_A oder der Aufbaudämpfung d_A erfolgen. Bereits in Abbildung 1.3 wurde das Konflikt diagramm des passiven Viertelfahrzeugs für die Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h gezeigt und diskutiert. Die Berechnung der entsprechenden Paretolinie erfolgt nach Gl. (3.20) über eine Strukturbeschränkung des Reglers auf die statische Rückführung der Einfederung z und der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} . Die Begrenzung der Stellkraft als Nebenbedingung entfällt, allerdings müssen die resultierende Gesamtaufbausteifigkeit und die resultierende Aufbaudämpfung positiv sein. Die Einhaltung des zur Verfügung stehenden Federwegs wird berücksichtigt und es wird davon ausgegangen, dass dieser unabhängig von der Beladung des Fahrzeugs immer gleich ist. Dies kann technisch nur über eine Niveauregulierung bei Luftfedern oder einer hydropneumatischen Federung realisiert werden. Insbesondere bei niedrigen Aufbausteifigkeiten hat das passive Fahrzeug mit Niveauregulierung Vorteile gegenüber dem ohne Niveauregulierung. Als passives Referenzfahrzeug wird bei den Untersuchungen das Viertelfahrzeug mit den in Tabelle 3.1 aufgelisteten Parametern verwendet.

Ideales aktives Vertikaldynamiksystem

Mitschke¹ leitet die Paretolinie eines ideal aktiv geregelten Fahrwerks im Frequenzbereich analytisch her. Die Herleitung erfolgt über das komplexe Zeigerdiagramm der auf Rad und Aufbau wirkenden Kräfte. Für jede Anregungsfrequenz ω wird in Abhängigkeit von der Gewichtung zwischen Sicherheit und Komfort die optimale Stellkraft berechnet, um diese beiden Zielgrößen zu minimieren. Es wird die Annahme getroffen, dass der Aktor die Stellkraft ideal stellen kann. Folglich handelt es sich um ein Optimum, das von keiner Regelung oder Steuerung unterschritten werden kann. Gleichzeitig ist nicht sicher, dass es eine Regelung gibt, mit der diese Grenze zu erreichen ist². Bei einer Erweiterung³ der Herleitung von Mitschke um die Raddämpfung ergibt

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

² LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

³ Die detaillierte Herleitung ist in Anhang A.4 zu finden.

sich die minimale Aufbaubeschleunigung

$$\left(\frac{\hat{\ddot{z}}_A}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)_{\min} = \frac{\eta_R^2 c_R m_A}{m_A^2 + F_{R0}^2 / \beta_F |1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|^2} \quad (3.21)$$

sowie die minimale Radlast

$$\left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)_{\min} = \frac{\eta_R^2 c_R |1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|}{|1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|^2 + \beta_F m_A^2 / F_{R0}}, \quad (3.22)$$

mit der dimensionslosen Anregungsfrequenz $\eta_R = \omega / \sqrt{c_R / m_R}$. Mit dem Parameter¹ β_F kann, wie mit dem Gewichtungsfaktor α_F , die Gewichtung zwischen Fahrsicherheit und Komfort verschoben werden. Mit diesen beiden Gleichungen können die minimalen Standardabweichungen für die Aufbaubeschleunigung

$$\sigma(\ddot{z}_A)_{\min}^2 = \int_0^{\omega_{\max}} \left(\frac{\hat{\ddot{z}}_A}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)_{\min}^2 \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega \quad (3.23)$$

und die Radlastschwankung

$$\sigma(F_R)_{\min}^2 = \int_0^{\omega_{\max}} \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)_{\min}^2 \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega, \quad (3.24)$$

mit der spektralen Dichte der Unebenheit $\phi_{z_S z_S, \omega}(\omega)$ numerisch berechnet werden. Die obere Integrationsgrenze ω_{\max} hat einen Einfluss auf die resultierenden Paretolinien, da die Flächen unter den Übertragungsfunktionen unbeschränkt und die Integrale uneigentlich sind. Für die Berechnung der folgenden Ergebnisse wurde die maximale Anregungsfrequenz zu $\omega_{\max} = 2\pi \cdot 25$ Hz gemäß dem Gültigkeitsbereich des Viertelfahrzeugs gesetzt.

3.3.2 Einfluss des Aktors

Mit dem Ziel, den Einfluss der Aktorstellkraft und der Aktordynamik auf die erreichbare Regelgüte zu untersuchen und ein grundlegendes Systemverständnis zu erlangen, werden Voruntersuchungen mit dem Viertelfahrzeug und dem in Kapitel 3.1.3 vorgestellten generischen Aktormodell durchgeführt. Um den Einfluss der Regelung von dem der Aktorik zu separieren, werden zunächst keine Strukturbeschränkungen an den Regler gestellt. Als Anregung wird die Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h mit den Parametern

¹ Mitschke verwendet die beiden Parameter g_F und g_K , es gilt $\beta_F = g_F / g_K$.

aus Tabelle 3.2 ausgewählt. Es konnte gezeigt werden, dass die Ergebnisse für andere Straßenanregungen prinzipiell ähnlich sind¹.

In den folgenden Konfliktdiagrammen repräsentiert die passive Grenzlinie die Paretolinie des passiven Fahrzeugs mit Niveauregulierung und die aktive Grenzlinie die des ideal geregelten aktiven Fahrwerks nach Mitschke, das in Kapitel 3.3.1 beschrieben wurde. Der Kreis markiert das passive Referenzfahrzeug mit den in Tabelle 3.1 angegebenen Werten. Wenn nicht anders angegeben, ist die Standardabweichung der maximalen Einfederung auf 20 mm beschränkt.

Einfluss der Aktordynamik

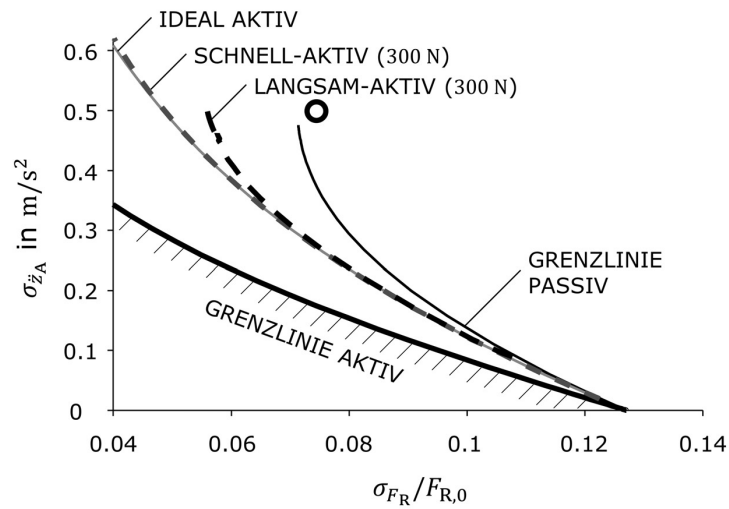
In Abbildung 3.7a ist das Konfliktdiagramm für Aktoren mit unterschiedlicher Dynamik gezeigt. Das passive Referenzfahrzeug liegt nah an der Grenzkurve des passiven Fahrzeugs mit Niveauregulierung. Dies ist darin begründet, dass bei der Abstimmung dieses Fahrzeugs die Fahrsicherheit im Fokus stand und die Aufbaufeder entsprechend hart ausgelegt ist. Folglich treten keine großen Einfederungen auf und die Limitierung des Federwegs hat keinen Einfluss. Relevant wird diese erst bei komfort-orientierten, weich ausgelegten Fahrzeugen.²

Die durchgezogene dünne hellgraue Kurve mit der Beschriftung „*IDEAL AKTIV*“ in Abbildung 3.7a ist die Lösung des freien Optimierungsproblems mit der in Gl. (3.19) beschriebenen Gütefunktion ohne eine Begrenzung der Aktorstellkraft. Sie repräsentiert den idealen Aktor mit der Übertragungsfunktion $G_{\text{Akt}}(s) = 1$. Die Messgrößen sind für diesen Fall z_A , \dot{z}_A , z_R und \dot{z}_R . Die resultierende Grenzkurve kann von keinem (linearen) Regler unterschritten werden, da alle mechanischen Zustände zurückgeführt werden.

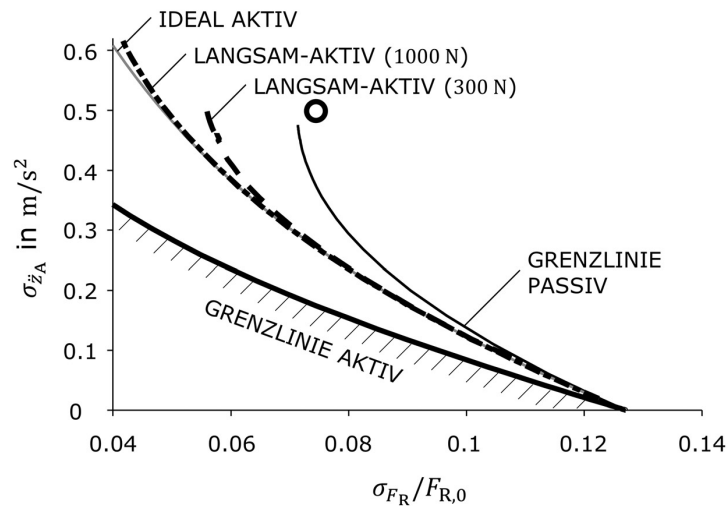
Der prinzipielle Einfluss der Aktordynamik wird bei der Betrachtung der Grenzlinien für den langsam-aktiven Aktor, beschrieben mit einem PT_1 -Aktormodell mit einer Eckfrequenz von 5 Hz und dem schnell-aktiven mit der Eckfrequenz von 30 Hz, deutlich. Mit dem schnell-aktiven Aktor kann fast die Paretolinie des idealen Aktors erreicht werden. Dies ist plausibel, da die Eckfrequenz der Straßenanregung bei 25 Hz liegt und somit der Anteil von höherfrequenten Schwingungen gering ist. Mit dem langsam-aktiven Aktor

¹ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

² Aufgrund der Niveauregulierung haben Luftfedern gegenüber konventionellen Federn den Vorteil, dass sie weicher ausgelegt werden können, wie in Kapitel 1.3 beschrieben.



k
(a)
Ein-
fluss
der
Ak-
tor-
dy-
na-
mik.



(b) Einfluss der Aktorstellkraft.

Abbildung 3.7 – Untersuchung des Einflusses der Aktorstelldynamik und der Aktorstellkraft auf die erreichbare Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit im Konfliktdiagramm am Beispiel der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Der langsam-aktive Aktor ist ein PT_1 -Glieder mit einer Eckfrequenz von 5 Hz, der schnell-aktive mit 30 Hz. Der Kreis repräsentiert das passive Referenzfahrzeug. Die aktive Grenzlinie wurde nach Mitschke bestimmt. Diagramme in Anlehnung an [73].

müssen Abstriche bei der erreichbaren minimalen Radlastschwankung gemacht werden. Dieses Ergebnis ist physikalisch plausibel, da der Aktor im Bereich der Radeigenfrequenz von ca. 12 Hz oder darüber arbeiten müsste, um die Radlastschwankung zu minimieren. Die Reduktion der Aufbaubeschleunigung und die damit verbundene Steigerung des Fahrkomforts sind mit einem langsam-aktiven Aktor hingegen nahezu uneingeschränkt möglich.

Einfluss der Aktorstellkraft

Neben der Stellfrequenz hat auch die Stellkraft bzw. die Stellgröße einen Einfluss auf die erreichbare Paretolinie. In Abbildung 3.7b wird gezeigt, welchen Einfluss die Erhöhung der maximalen Standardabweichung der Aktorkraft von 300 N auf 1 000 N auf die erzielbare Minimierung von Radlastschwankung und Aufbaubeschleunigung mit dem langsam-aktiven System hat. Für die Konfiguration mit der höheren Stellkraft nähert sich die Paretolinie der des ideal aktiven Systems an. Die höhere Stellkraft wirkt dem Abfall der Amplitude der Übertragungsfunktion des Aktors (vgl. Abbildung 3.4) entgegen.

Fazit

Aus den vorgestellten und diskutierten Ergebnissen wird deutlich, dass auch mit einer Stellkraft von 300 N und einem langsam-aktiven System mit einer Eckfrequenz von 5 Hz eine Minimierung der Aufbaubeschleunigung und eine Steigerung des Fahrkomforts möglich sind. Lediglich bei der Verbesserung der Fahrsicherheit müssen gegenüber einem schnell-aktiven System Abstriche gemacht werden.

3.3.3 Einfluss der Reglerstruktur

In den bisher gezeigten Untersuchungen wurden ausnahmslos freie H_2 -optimale Regler betrachtet. Mit diesen Reglern kann in Abhängigkeit der verwendeten Messgrößen das erreichbare Optimum bestimmt werden. Diese Ergebnisse sind aber im Sinne von „*Besser geht's nicht*“ als theoretische Grenze zu verstehen. Die berechneten optimalen dynamischen Regler haben eine hohe Ordnung und sind aufgrund geringer Robustheit nicht für den praktischen Einsatz geeignet¹. Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt untersucht, welche Regler auch für den späteren praktischen Einsatz geeignet sind und welche Leistungseinbußen im Vergleich zum optimalen Regler hingenommen werden

¹ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

müssen. Abschließend wird die Preview-Regelung vorgestellt, mit der den angesprochenen Leistungseinbußen aufgrund einer einfachen Reglerstruktur entgegengewirkt werden kann.

Statische Regler

Bei einer Beschränkung auf eine statische Rückführung der Zustandsgrößen Aufbaubewegung z_A , Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A , Radbewegung z_R und Radgeschwindigkeit \dot{z}_R ist die resultierende Stellgröße

$$u_{\text{Akt}} = k_{z_A} z_A + k_{\dot{z}_A} \dot{z}_A + k_{z_R} z_R + k_{\dot{z}_R} \dot{z}_R . \quad (3.25)$$

Ein weiterer weit verbreiteter Ansatz zur Beeinflussung der Aufbaubewegung ist ein Sonderfall dieses allgemeinen statischen Reglers, das sogenannte Skyhook-Prinzip nach Karnopp¹. Das Skyhook-Prinzip basiert auf der Idee, den Aufbau über einen Dämpfer mit einem Haken am Himmel (engl. skyhook) zu befestigen und somit unabhängig von der Straßenanregung parallel zum Himmel zu führen. Bei diesem Regler werden lediglich die Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A und die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} bzw. die Radgeschwindigkeit \dot{z}_R zurückgeführt. Die Stellgröße ist somit

$$u_{\text{Akt}} = k_{\dot{z}_A} \dot{z}_A + k_{\dot{z}} \dot{z} , \quad (3.26)$$

wenn ein aktives System verwendet wird, das sowohl Energie zu- als auch abführen kann². Für semi-aktive Verstelldämpfer (vergl. Kapitel 1.1), die nur mechanische Schwingungsenergie in Form von Wärme abführen können, muss die Regelung angepasst werden – es wird nur eine Kraft gestellt, wenn die Dämpferleistung $P_d = u_{\text{Akt}} \dot{z}$ größer als null ist.

Für die beiden Reglerstrukturen aus Gl. (3.26) und Gl. (3.8) wird das Optimierungsproblem (3.20) gelöst. In Abbildung 3.8 ist das Ergebnis dieser Optimierung für den langsam-aktiven Aktor und die Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h im Konfliktdiagramm dargestellt. Die Reglerkoeffizienten sind auf das Intervall $[-1, 1]$, bezogen auf die normierten Systemgrößen, beschränkt³. Dies gilt auch für die folgenden Entwürfe. Es zeigt sich, dass mit beiden statischen Reglern im Vergleich zu dem freien H_2 -optimalen Regler

¹ KARNOPP, CROSBY UND HARWOOD, „Vibration Control Using Semi-Active Force Generators“, ([65], 1974)

² KARNOPP, „Active Suspensions Based on Fast Load Levelers“, ([66], 1987)

³ Kräfte: 1 000 N, Geschwindigkeiten: 0.1 m/s, Strecken: 0.01 m. So ergibt sich beispielsweise ein Maximalwert von 1 000 N/0.01 m für k_{z_A} .

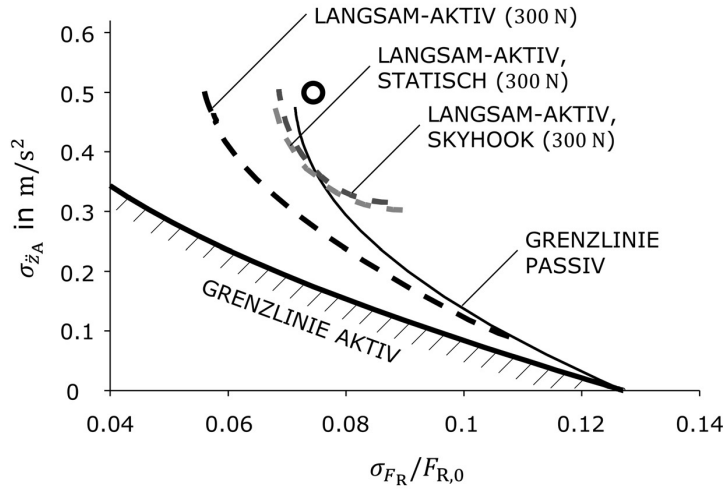


Abbildung 3.8 – Vergleich der statischen Regelung, der Skyhook-Regelung und des optimalen dynamischen Reglers für das langsam-aktive System im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h.

deutliche Einschränkungen in der erreichbaren Regelgüte hingenommen werden müssen.

Aus diesem Grund werden Ansätze, mit denen der Reduzierung der Regelgüte entgegengewirkt werden kann, gesucht. Ein möglicher Ansatz ist beispielsweise die (näherungsweise) Invertierung des Aktormodells und der damit verbundenen Vergrößerung der Aktordynamik. Es konnte gezeigt werden, dass mit diesem Ansatz bei der Verwendung eines statischen Reglers eine Verbesserung im Konfliktdiagramm erreicht werden kann¹. Für die Realisierung wurde zusätzlich ein Butterworth-Tiefpassfilter vierter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 50 Hz verwendet.

Preview-Regelung

Bessere Ergebnisse können mit einer Preview-Regelung nach dem Konzept von Schindler² erzielt werden. Aus Sensordaten werden die aktuelle Straßenanregung $z_s(t)$ sowie die ersten beiden Zeitableitungen $\dot{z}_s(t)$ und $\ddot{z}_s(t)$

¹ HEDRICH, LENZ UND PELZ, „Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung“, ([46], 2017)

² SCHINDLER, „Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie“, ([114], 2009)

bestimmt. Diese Größen werden bei der folgenden Untersuchung als gegeben angenommen. Auf die technische Umsetzung wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, allerdings ist der Einsatz von Sensoren zur Detektion der Straßenoberfläche Stand der Technik. Daimler setzt beispielsweise beim MBC-System Lasersensoren zum Scannen der Straßenoberfläche ein¹.

Für den Reglerentwurf wird das ursprüngliche System aus Abbildung 3.6 um die Vorsteuerung der Straßenanregung und ihre beiden ersten Zeitableitungen erweitert. Das resultierende vereinfachte System wird in Abbildung 3.9 gezeigt. Die Bewertungsgr en sind dieselben wie bei der Regelung ohne Preview.

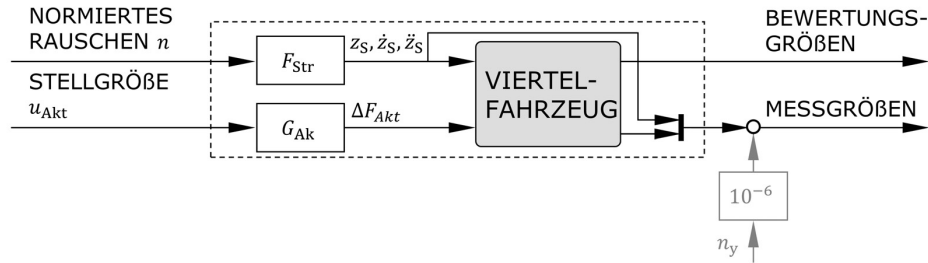


Abbildung 3.9 – Das vereinfachte System für den Reglerentwurf mit Preview.

Der Regleransatz für das um die Vorsteuerung bzw. die Preview-Regelung erweiterte Skyhook-Prinzip (3.26) ist

$$u_{Akt} = k_{\dot{z}_A} \dot{z}_A + k_{\dot{z}} \dot{z} + k_{z_S} z_S + k_{\dot{z}_S} \dot{z}_S + k_{\ddot{z}_S} \ddot{z}_S . \quad (3.27)$$

Mit diesem Ansatz kann, wie in Abbildung 3.10 gezeigt, eine deutliche Verbesserung der Regelgüte im Vergleich zu dem klassischen Skyhook-Prinzip erreicht werden. Die Paretolinie des erweiterten Skyhook-Prinzips nach Gl. (3.27) ist teilweise sogar sehr nahe an der Grenzlinie des freien H_2 -optimalen Reglers. Bei der Verwendung eines dynamischen Reglers hingegen, kann die erreichbare Regelgüte mit dem Preview-Konzept nur minimal verbessert werden. Es ist nicht möglich, die Lücke zum ideal geregelten aktiven Fahrwerk nach Mitschke zu schließen.

¹ WEIST U. A., „Fahrkomfort der Extraklasse“, ([135], 2013)

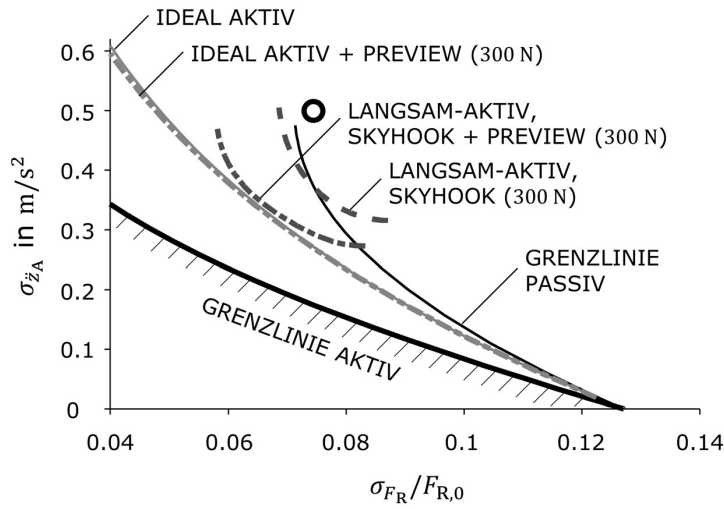


Abbildung 3.10 – Vergleich der Skyhook-Regelung für das langsam-aktive System mit den optimalen dynamischen Reglern – jeweils mit und ohne Preview – im Konflikt diagramm für die Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h.

Fazit

Mit dem Preview-Konzept und einer einfachen statischen Reglerstruktur können sehr gute Regelgüten erreicht werden. Das macht dieses Konzept attraktiv für die praktische Implementierung und die Nutzung im Experiment.

3.3.4 Einfluss der verfügbaren Aktorstelleistung

Eine wichtige Kenngröße, um den Aufwand eines aktiven Systems zu quantifizieren, ist dessen Leistungsbedarf. Die Stelleistung des Aktors ist allgemein

$$P(t)_{\text{Akt}} = u(t)_{\text{Akt}} \dot{z}(t) . \quad (3.28)$$

Für eine Bewertung ist allerdings die zuzuführende Leistung relevant. Die Druckleistung

$$P(t)_{\text{Akt,D}} = \begin{cases} 0 & \text{für } P(t)_{\text{Akt}} < 0 \\ P(t)_{\text{Akt}} & \text{für } P(t)_{\text{Akt}} \geq 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

muss dem System zugeführt werden und die Zuggleistung

$$P(t)_{\text{Akt,Z}} = \begin{cases} P(t)_{\text{Akt}} & \text{für } P(t)_{\text{Akt}} < 0 \\ 0 & \text{für } P(t)_{\text{Akt}} \geq 0 \end{cases} \quad (3.30)$$

kann theoretisch entnommen werden¹. Bei der Betrachtung von mittleren Leistungen² $\bar{P} = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt$ ist die dem Aktor zuzuführende Leistung

$$\bar{P}_{\text{Akt}} = \bar{P}_{\text{Akt,D}} + \beta_{\text{R}} \bar{P}_{\text{Akt,Z}} , \quad (3.31)$$

mit dem Energierückgewinnungsfaktor β_{R} der zwischen 0 (keine Energierückgewinnung) und 1 (die gesamte Zugleistung wird zurückgewonnen) liegen kann. Bei den folgenden Untersuchungen wird der ungünstigste Fall ohne Energierückgewinnung ($\beta_{\text{R}} = 0$) betrachtet, um eine konservative Abschätzung treffen zu können.

Erweiterter Reglerentwurf

Da es sich bei der Stelleistung um eine nichtlineare Größe handelt, ist eine Betrachtung im Frequenzbereich und eine Berücksichtigung eines begrenzten Leistungsangebots direkt beim Entwurf des H_2 -optimalen Reglers nicht möglich. Aus diesem Grund muss eine Bestimmung der mittleren zugeführten Stelleistung \bar{P}_{Akt} im Zeitbereich erfolgen. Deshalb wird der in Kapitel 3.2 vorgestellte Reglerentwurf, wie in Abbildung 3.11 gezeigt, erweitert. Ziel ist

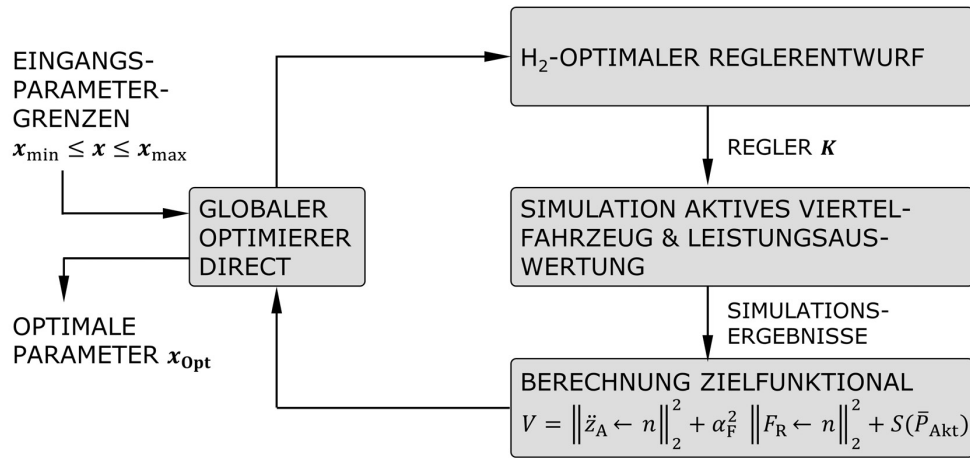


Abbildung 3.11 – Prinzipielles Vorgehen beim optimalen Reglerentwurf bei begrenzter Stelleistung.

es, den optimalen Satz an Entscheidungsvariablen \mathbf{x}_{opt} zu finden, für den die Funktion des Systems bei gegebener maximaler Leistung optimal ist.

¹ STEINDORFF, LANG UND HARMS, „Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb“, ([120], 2009)

² Eine alternative Kenngröße wäre beispielsweise die Betrachtung von Quantilen, mit denen das Auftreten von Peak-Stelleistungen besser beschrieben werden kann.

Die Leistungsbegrenzung wird als Nebenbedingung in Form eines Strafterms berücksichtigt und das Zielfunktional 3.19 dementsprechend angepasst. Nachdem der im Sinne der H_2 -Norm optimale Regler \mathbf{K} bestimmt wurde, wird das aktive Viertelfahrzeug im Zeitbereich simuliert und ermittelt, welche mittlere Leistung dem System für die Überfahrt der vorgegebenen Straße zugeführt werden muss. Im nächsten Schritt wird das Zielfunktional V berechnet. Für die Optimierung in MATLAB wird der globale Optimierungsalgorithmus DIRECT¹ verwendet². Dieser Algorithmus konnte bereits erfolgreich bei der Auslegung eines Luftfederdämpfers eingesetzt werden³.

Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden exemplarisch Ergebnisse für die Überfahrt einer typischen Kreisstraße⁴ mit 70 km/h und der Einfluss der verfügbaren mittleren Aktorstelleistung auf die erreichbaren Paretolinien im Konflikt-diagramm bei Verwendung eines Reglers ohne Strukturbeschränkung und des generischen PT_1 -Aktormodells gezeigt. Die Einhaltung der Stelleistung erfolgt durch eine Anpassung der Aktorstellfrequenz $x_1 = f_{\text{Akt}}$ und der maximalen Stellkraft $x_2 = u_{\text{Akt,max}}$ in den Grenzen von $0 \leq f_{\text{Akt}} \leq 30$ Hz und $0 \leq \sigma_{u_{\text{Akt,max}}} \leq 1\,000$ N.

In Abbildung 3.12 sind die Paretolinien für $\bar{P}_{\text{Akt}} = 25$ W und $\bar{P}_{\text{Akt}} = 50$ W gezeigt. Sie sind das Ergebnis des in Abbildung 3.11 gezeigten erweiterten Reglerentwurfs. Eine Begrenzung der Aktorleistung hat einen großen Einfluss auf die minimal erreichbare Standardabweichung der Radlastschwankung – also die Fahrsicherheit. Der Grund hierfür ist, dass für die Manipulation der Radbewegung höhere Stellfrequenzen und somit Stelleistungen benötigt werden als für die Beeinflussung des Aufbaus. Gleichzeitig nimmt aber auch der erreichbare Fahrkomfort im Vergleich zum ideal aktiven System ab.

¹ DIRECT (kurz für „*DI*viding *RE*CTangles“) ist ein Sampling-Optimierungsalgorithmus [64]. Der Algorithmus unterteilt den Entscheidungsraum \mathbf{x} in Rechtecke, in denen die Zielfunktion ausgewertet wird. Anhand der erhaltenen Informationen wird entschieden, wo als nächstes nach dem Minimum gesucht wird. Der DIRECT-Algorithmus eignet sich für Optimierungsprobleme, bei denen die Zielfunktion eine „*Black Box*“-Funktion oder eine Simulation ist. Er konvergiert global auf den Minimalwert der Zielfunktion, wenn diese im Breich um das globale Optimum stetig ist [64]. Allerdings ist diese globale Konvergenz rechenaufwendig [64, 23].

² FINKEL, *DIRECT Optimization Algorithm User Guide*, ([23], 2003)

³ HEDRICH U. A., „Luftdämpfung als zukunftsweisende Technologie im Nutzfahrzeugbereich? Optimale Auslegung eines Luftfederdämpfers“, ([49], 2015)

⁴ Die Ergebnisse für die Bundesstraße sind ähnlich. Da aber die Stelleistungen kleiner sind, wir deren Einfluss nicht so anschaulich deutlich.

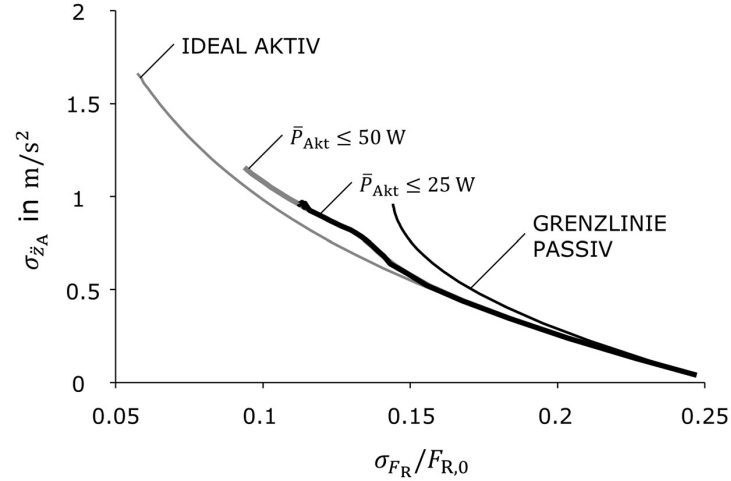


Abbildung 3.12 – Konflikt diagramm für die Überfahrt einer Kreisstraße mit 70 km/h bei begrenzter Stelleistung \bar{P}_{Akt} ohne Energieregeneration und einen Regler ohne Strukturbeschränkung ($0 \leq f_{Akt} \leq 30$ Hz und $0 \leq \sigma_{u_{Akt,max}} \leq 1000$ N).

In Abbildung 3.13 ist das erweiterte dreidimensionale Konflikt diagramm für die Überfahrt der Kreisstraße mit 70 km/h gezeigt. Die mittlere (zuzuführende) Stelleistung \bar{P}_{Akt} ist neben der Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma_{\ddot{z}_A}$ und der Standardabweichung der relativen Radlastschwankung $\sigma_{F_R}/F_{R,0}$ als dritte Achse aufgetragen. Eingerahmt werden die berechneten Paretolinien für die unterschiedlichen Aktorleistungen von der Paretolinie des passiven und der des ideal aktiven Systems. Je mehr Stelleistung genutzt werden kann, desto besser sind der erzielbare Fahrkomfort und die Fahrsicherheit. Allerdings ist dieser Effekt gedeckelt – ab einer kritischen Stelleistung, in diesem Fall ca. 155 W, können diese beiden Zielgrößen auch bei Zufuhr von mehr Leistung nicht mehr verbessert werden. Dies wird im Konfliktpyramidenstumpf aus Abbildung 3.1 visualisiert.

Eine Berechnung des Leistungsbedarfs des ideal aktiven Vertikaldynamiksystems aus Kapitel 3.3.1 ist nicht ohne weiteres möglich. Die Stelleistung muss im Zeitbereich bestimmt werden, aber die optimalen Betriebspunkte des Systems liegen nur im Frequenzbereich vor.

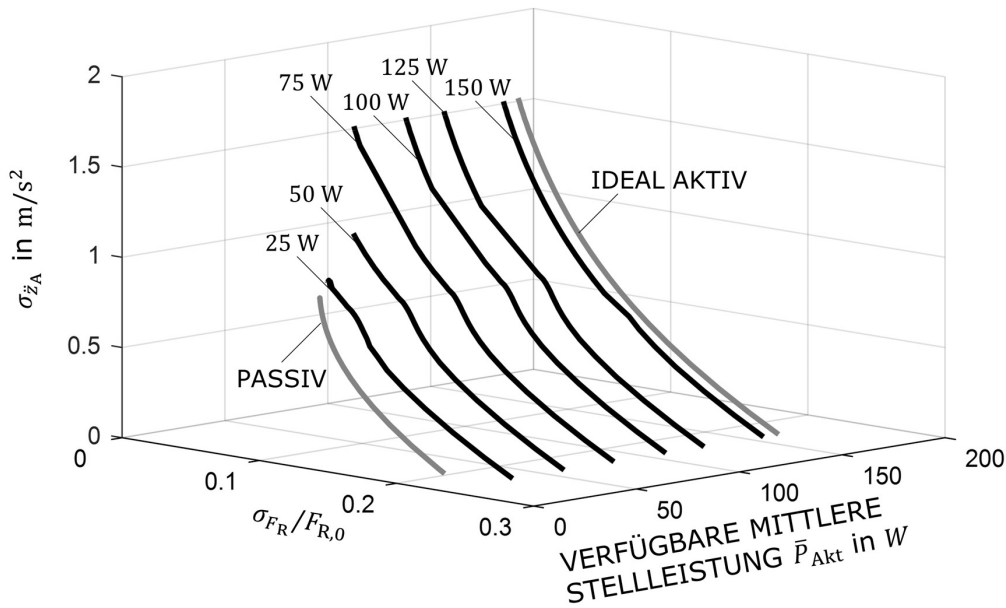


Abbildung 3.13 – Erweitertes dreidimensionales Konflikt diagramm für die Überfahrt einer Kreisstraße mit 70 km/h, bei dem die Stelleistung \bar{P}_{Akt} als dritte Größe aufgetragen ist (ohne Energieregeneration, Regler ohne Strukturbeschränkung, $0 \leq f_{Akt} \leq 30$ Hz und $0 \leq \sigma_{u_{Akt,max}} \leq 1\,000$ N).

Fazit

Um die benötigten Aktorstelleistungen bewerten zu können, ist es sinnvoll, diese in Relation zu der Gesamtantriebsleistung eines Fahrzeugs zu setzen. Diese ergibt sich aus dem Produkt der Fahrgeschwindigkeit v und den aufsummierten Fahrwiderständen sowie der in den Dämpfern dissipierten Leistung^{1,2}. Für den Fall des verwendeten Referenzfahrzeugs ist die benötigte Antriebsleistung für die Fahrt über eine Kreisstraße ohne Steigung mit der konstanten Geschwindigkeit von 70 km/h in der Größenordnung von ca. 5.8 kW³.

Somit ist die für das aktive System zusätzlich benötigte Leistung bei vier Aktoren in der Größenordnung von (5...10) % der benötigten Antriebsleistung für das Referenzfahrzeug. Bei dieser Berechnung wird allerdings nur die mechanische Aktorstelleistung betrachtet und nicht die komplette Wir-

¹ ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven*, ([21], 2017)

² KARNOPP, „Power Requirements for Vehicle Suspension Systems“, ([67], 1992)

³ Berechnung in Anhang A.5

kungsgradkette, die benötigt wird, um diese aufzubringen. Für zukünftige Untersuchungen kann diese aber problemlos integriert werden. Diese Ergebnisse können dann genutzt werden, um den optimalen Energieeinsatz eines aktiven Systems – wie von Utz¹ gezeigt – zu planen. Auch eine Regeneration bzw. Rekuperation von Stellenergie wird aktuell noch nicht berücksichtigt.

Für eine theoretische Betrachtung des Leistungsbedarfs eines aktiven Systems bietet sich das ideal aktiv geregelte Fahrwerk von Mitschke – wie in Kapitel 3.3.1 gezeigt – an. Die Amplitudengänge für die Aktorstellkraft und die Einfederungsgeschwindigkeit können direkt aus den Bewegungsgleichungen (vgl. Anhang A.4) sowie den Gleichungen (3.21) und (3.22) bestimmt werden. Die Herleitung muss allerdings erweitert werden, um die Phasengänge der Aktorstellkraft und der Einfederungsgeschwindigkeit zu bestimmen bzw. gegebenenfalls zu approximieren. Die Berechnung der nichtlinearen Stelleistung muss im Zeitbereich erfolgen, auch damit zwischen Zug- und Druckleistung – also der aufzubringenden und der frei werdenden Leistung – unterschieden werden kann. Vereinfachende Betrachtungen, bei denen beispielsweise lediglich die Isolierung des Aufbaus betrachtet wird, erscheinen nicht zielführend, da in diesem Fall die Fahrsicherheit vollständig vernachlässigt wird.

Prinzipiell kann man die Frage stellen, ob es theoretisch möglich ist, mit einem aktiven Fahrwerk die Gesamtantriebsleistung zu verringern. Hierfür müsste die Dissipation von Schwingungsenergie – die vom Antrieb aufgebracht werden muss – gesenkt werden. Realisiert werden könnte dies über ein aktives System mit Energierückgewinnung, das den Dämpfer emuliert und somit dessen Funktion übernimmt.

3.4 Minimierung von Kinetose und Maximierung von Fahrkomfort

Die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den menschlichen Körper haben verschiedene frequenzabhängige Wirkungen^{2,3}. Vertikaldynamische Schwingungen haben Auswirkungen auf das Wohlbefinden – also den Fahr-

¹ UTZ, HEDRICH UND PELZ, „Computing an Operating Strategy for an Active Body Control with Dynamic Programming in the Automotive Area“, ([126], 2016)

² VDI 2057, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen*, ([127], 2002)

³ DEMPSEY UND LEATHERWOOD, „Vibration Ride Comfort Criteria“, ([17], 1976)

komfort – und niederfrequente Schwingungen können zu Kinetose führen¹. Insbesondere beim autonomen Fahren kann das Auftreten von Kinetose signifikant steigen, wie bereits in der Einleitung dieser Arbeit beschrieben wurde. Wie aktive Systeme eingesetzt werden können, um Kinetose zu vermeiden, und den Fahrkomfort zu steigern, wird in diesem Abschnitt untersucht.

Die verwendete Methode zur Auslegung des Reglers ermöglicht die Berücksichtigung einer frequenzabhängigen Bewertung der Aufbaubeschleunigung. Hierzu werden die Frequenzbewertungskurven für das Wohlbefinden und Kinetose bei Schwingungsbelastungen nach der VDI-Richtlinie 2057¹ direkt in den Reglerentwurf integriert. Diese skalierten Bewertungskurven sind in Abbildung 3.14 dargestellt. Das Bewertungsfilter W_f gewichtet die niederfrequenten Schwingungen unter 1 Hz, die Kinetose verursachen, sehr stark. Für die Bestimmung des Fahrkomforts werden Schwingungen im Frequenzbereich von 4 Hz bis 8 Hz stärker gewichtet, da in diesem Bereich die Eigenfrequenzen der inneren Organe des Menschen liegen². Damit diese beiden Gewichtungen direkt beim Reglerentwurf berücksichtigt werden können, werden sie über die minimalphasigen Übertragungsfunktionen $W_f(s)$ bzw. $W_k(s)$ im relevanten Frequenzbereich bis 25 Hz angenähert.

Wie in Abbildung 3.15 gezeigt, werden die Gewichte zur frequenzabhängigen Bewertung der Aufbaubeschleunigung verwendet. Neue Bewertungsgrößen sind somit die im Hinblick auf Kinetose bewertete Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{A,Kin}$ und die hinsichtlich des Komforts bewertete Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{A,Komf}$.

Mit dem zusätzlichen Entwurfparameter α_f , der im Intervall von 0 (entspricht maximalem Fahrkomfort) bis 1 (entspricht minimaler Kinetose) liegt, kann die Gewichtung zwischen den beiden Bewertungsgrößen kontinuierlich eingestellt werden. Um sicher zu stellen, dass die Gewichtung zwischen der Radlastschwankung und der (bewerteten) Aufbaubeschleunigung, die über den Entwurfparameter α_f festgelegt wird, unabhängig von α_f ist, werden die Gewichte $W_f(s)$ und $W_k(s)$ skaliert. Die Skalierung erfolgt so, dass die Fläche unterhalb des Frequenzgangs der Gewichte zwischen 0 und 25 Hz jeweils $2\pi \cdot 25$ Hz entspricht.

¹ VDI 2057, *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen*, ([127], 2002)

² ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven*, ([21], 2017)

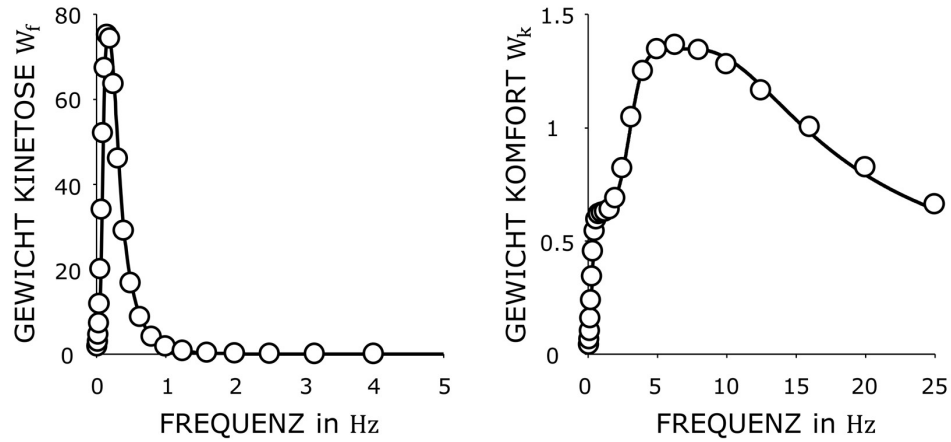


Abbildung 3.14 – Frequenzabhängige Bewertungsgewichte der Aufbaubeschleunigung nach der VDI-Richtlinie 2057 [127]. Die aus der Richtlinie entnommenen und skalierten Punkte werden über minimalphasige Übertragungsfunktionen (Volllinien) approximiert [73].

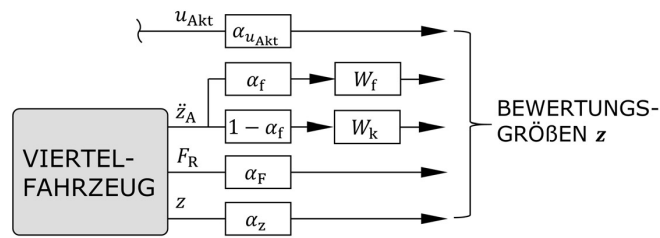
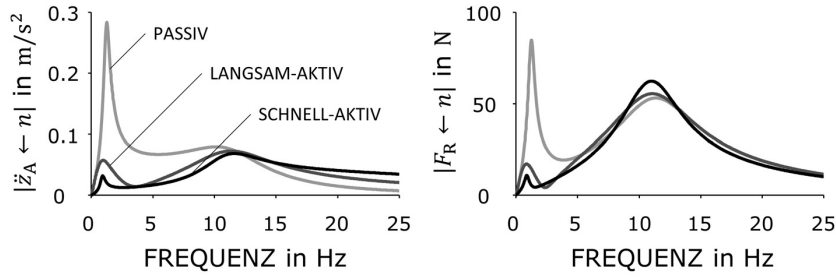


Abbildung 3.15 – Bewertungsgrößen bei Frequenzbewertung nach VDI-Richtlinie 2057 [127]. Mit dem Entwurfsparameter α_f kann die Bewertung der Aufbaubeschleunigung hinsichtlich Kinetose und Fahrkomfort kontinuierlich eingestellt werden.

In Abbildung 3.16 sind exemplarisch die Frequenzgänge des Störeingangs n auf die Radlastschwankungen und die (unbewertete) Aufbaubeschleunigung für das passive sowie das langsam- und das schnell-aktive Viertelfahrzeug für unterschiedliche Reglerkonfigurationen gezeigt. Qualitativ ist zu erkennen, dass mit beiden aktiven Systemen eine frequenzspezifische Reduktion der Aufbaubeschleunigung möglich ist und der Aufbau im niedrigen Frequenzbereich bis ca. 1 Hz nahezu komplett isoliert werden kann.

Quantitativ zeigt sich dies in Abbildung 3.16 und Abbildung 3.17. Sowohl mit dem schnell-aktiven als auch dem langsam-aktiven System können die Standardabweichung der hinsichtlich Kinetose bewerteten Aufbaubeschleunigung



(a) Unbewertet.

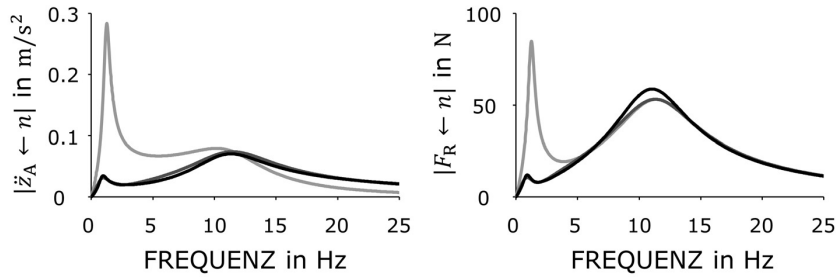
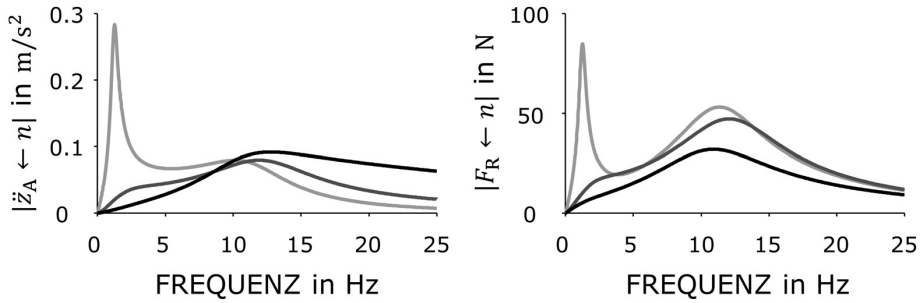
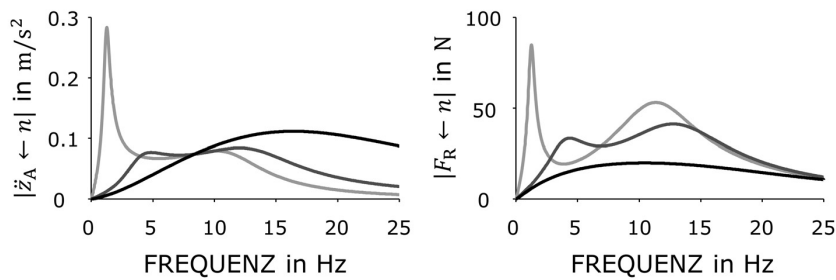
(b) Maximierung Komfort ($\alpha_f = 0$).(c) Kompromiss zwischen maximalem Komfort und minimaler Kinetose ($\alpha_f = 0.5$).(d) Minimierung Kinetose ($\alpha_f = 1$).

Abbildung 3.16 – Frequenzgänge des passiven sowie des langsam- und schnell-aktiv geregelten Systems in Abhängigkeit von α_f . (Der Entwurfsparameter α_F ist für alle gezeigten Fälle 1.75.)

bei leicht verringerter Standardabweichung der Radlastschwankung um mehr als 90 % gesenkt werden. Außerdem wird ersichtlich, dass der Unterschied zwischen der Standardabweichung der komfortbewerteten und der unbewerteten Aufbaubeschleunigung sehr gering ist. Dies rechtfertigt die Annahme, dass als ein Maß für den Fahrkomfort auch die Standardabweichung der unbewerteten Aufbaubeschleunigung herangezogen werden kann.

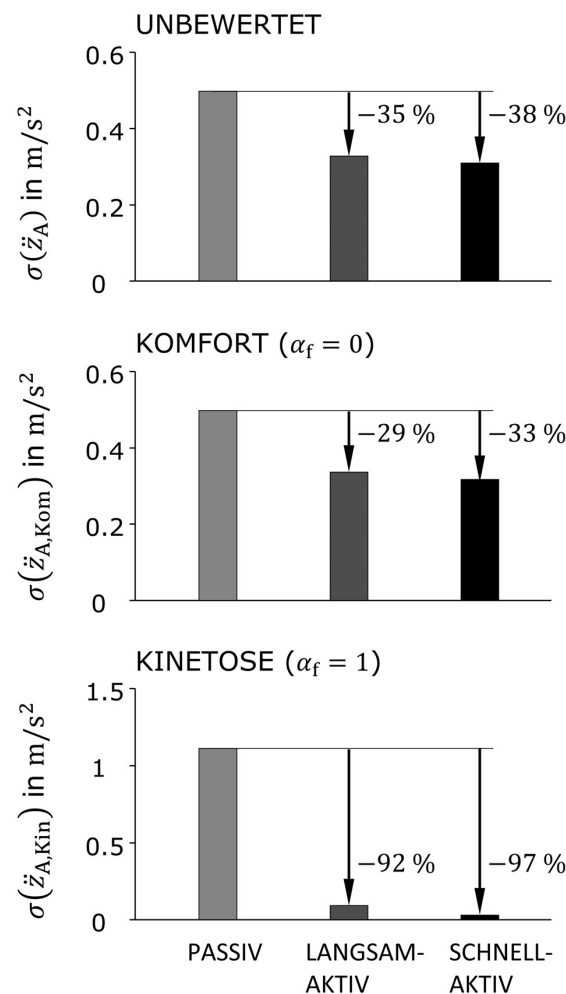


Abbildung 3.17 – Vergleich der unbewerteten sowie der frequenzbewerteten Aufbaubeschleunigung (Komfort und Kinetose) für die Überfahrt der typischen Bundesstraße bei 100 km/h mit dem passiven, dem langsam- und dem schnell-aktiven Viertelfahrzeug. Die Standardabweichung der relativen Radlastschwankung ist bei beiden aktiven Systemen gleich der des passiven Systems oder etwas besser.

Fazit

Es ist möglich, die frequenzspezifische Minimierung der Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung direkt in den Reglerentwurf zu integrieren. Die Ergebnisse zeigen, dass man mit einem aktiven System die Kinetose verursachenden Aufbaubeschleunigungen signifikant reduzieren kann. Für diesen Zweck eignet sich ein langsam-aktives System fast genauso gut wie ein schnell-aktives.

3.5 Fazit

In diesem Kapitel wurde mit der H_2 -optimalen vertikaldynamischen Reglerauslegung für ein aktives Viertelfahrzeug ein Werkzeug vorgestellt, mit dem die erzielbare Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit bereits mit einfachen Modellen bestimmt werden kann. So ist es möglich, den theoretisch erreichbaren Funktionsgewinn durch den Einsatz eines aktiven Systems zur Schwingungsminderung im Sinne von „*Besser geht's nicht*“ zu bestimmen. Dieser kann als Referenz für reale Systeme genutzt werden, um zu bewerten, wie weit diese vom theoretischen Optimum entfernt sind. Der Reglerentwurf wurde so erweitert, dass die zur Verfügung stehende Stellleistung direkt berücksichtigt werden kann. Somit ist eine Bewertung des aktiven Systems im Spannungsfeld zwischen Funktion und Aufwand möglich. Außerdem kann eine frequenzspezifische Bewertung der Schwingungen direkt im Entwurf berücksichtigt werden.

Diese Werkzeuge wurden genutzt, um grundlegende Voruntersuchungen mit einem generischen PT_1 -Aktormodell durchzuführen. Es hat sich gezeigt, dass mit einem langsam-aktiven Aktor mit der Eckfrequenz 5 Hz aufgrund der begrenzten Dynamik gegenüber einem idealen Aktor ohne Dynamik bzw. schneller ausgelegten Aktoren gewisse Abstriche bezüglich der erreichbaren minimalen Radlastschwankungen hingenommen werden müssen. Für den Fahrkomfort gilt dies nicht. Es konnte gezeigt werden, dass auch mit einem langsam-aktiven Aktor ein wesentlicher Komfortgewinn erzielt werden kann und insbesondere Schwingungen, die Kinetose verursachen, um mehr als 90 % reduziert werden können. Ein schnell-aktiver Aktor mit einer Eckfrequenz von 30 Hz bringt nur geringe Vorteile. Die frequenzspezifische Bewertung der Aufbaubeschleunigung wurde für diesen Fall direkt in den Reglerentwurf integriert.

Zukünftig könnte eine systematische Untersuchung einfacher dynamischer

Regler durchgeführt werden, um die Lücke zu der Paretolinie der dynamischen Zustandsrückführung zu verkleinern. Zusätzlich sollten die realen Rauscheigenschaften der später in der Praxis verwendeten Sensorik in den Reglerentwurf integriert werden. Bei der Reglerauslegung wurden bisher ausschließlich stochastische Straßenanregungen berücksichtigt, da diese im Hinblick auf den Komfort bei längeren Fahrten wesentlich sind. Der Entwurf lässt sich durch eine geeignete Wahl von Formfiltern so erweitern, dass auch die Überfahrt von Einzelhindernissen, beispielsweise die Überfahrt einer Kosinusflanke, näherungsweise berücksichtigt werden kann. Des Weiteren könnten alternative Preview-Konzepte untersucht werden, mit denen die Lücke zum ideal geregelten aktiven System nach Mitschke geschlossen werden kann. Die Robustheit der ausgelegten Regler wird später konkret für den implementierten Regler gezeigt. Dennoch wäre es denkbar, Datenunsicherheit bzw. Parameterunsicherheit direkt im Entwurf zu berücksichtigen, beispielsweise mit dem Multi-Modell-Ansatz¹.

¹ LENZ, *Robuste Regelung*, ([75], 2017)

Kapitel 4

Produktentwicklung der aktiven Luftfeder

Aufbauend auf den Untersuchungen zur optimalen aktiven vertikaldynamischen Schwingungsminderung wird in diesem Kapitel die Produktentwicklung des Funktionsdemonstrators der aktiven Luftfeder, der im Demonstrator des SFB eingesetzt wird, dargestellt.

Die aktive Luftfeder soll – wie in Kapitel 1.3 dargelegt – zur Steigerung des Fahrkomforts und zur Minimierung von Kinetose eingesetzt werden¹. Die generischen Voruntersuchungen in Kapitel 3.3 haben gezeigt, dass dies mit einem langsam-aktiven System mit einer Eckfrequenz² von ca. 5 Hz und einer Stellkraft von $\Delta F_{\text{Akt}} = \pm 1000 \text{ N}$ möglich ist. Aus diesem Grund werden diese Kenndaten als Anforderung an die Aktorik der aktiven Luftfeder übernommen.

Die wichtigsten (qualitativen) Anforderungen an den Prototyp der aktiven Luftfeder sind in der folgenden Liste zusammengefasst:

- (i) Einsatz im SFB-Demonstrator (vgl. Kenndaten aus Tabelle 3.1), wobei das Konzept auch für den Einsatz im Kfz geeignet sein soll
- (ii) Verwendung einer Doppelbalg-Luftfeder mit zwei gegenläufig verstellbaren Aktoren, um größere Kräfte stellen zu können und die benötigte Stelleistung durch Energieregeneration beim selbsttätigen Einfahren der Segmente zu verringern
- (iii) langsam-aktiver Aktor mit einer Stellkraft von $\Delta F_{\text{Akt}} = \pm 1000 \text{ N}$

¹ Bei gleicher oder besserer Fahrsicherheit.

² Unter der Annahme einer PT₁-Aktordynamik.

- (iv) Funktionserfüllung im passiven Betrieb
- (v) modulares, kompaktes und flexibles System – Lastanpassung über eine Variation des Luftfederdrucks und eine Individualisierung der Regelung gemäß dem Resilienzprinzip „*One size fits all*“
- (vi) Möglichkeit der Integration einer Blende, damit die Luftfeder einfach um eine pneumatische Dämpfung erweitert werden kann
- (vii) Verwendung von Rollbälgen mit Standardwickeldurchmessern

Aus diesen qualitativen Anforderungen werden die Eingangsgrößen für die Auslegung der Luftfeder und der Abrollkolbengeometrien abgeleitet. Die erarbeitete Auslegungsmethodik wird in Kapitel 4.2 vorgestellt. Am Beispiel der Produktentwicklung der Aktorik wird die Anwendung der Resilienten Produktentwicklung (RPE) exemplarisch gezeigt. Die RPE ist eine Methode, mit der Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess beherrscht werden kann¹. Diese wird im nächsten Abschnitt vorgestellt.

4.1 Methodik

4.1.1 Konventionelle Produktentwicklungsmodelle

Im industriellen Kontext sind die Vorgehensmodelle aus den VDI-Richtlinien 2221² und 2206³ für die angewandte Produktentwicklung weit verbreitet. Der Arbeitsfluss des Entwicklungs- und Konstruktionsprozesses ist in allgemeiner Form in der VDI-Richtlinie 2221 „*Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*“ beschrieben. Der Ablauf des Konstruktionsprozesses wird nur grob strukturiert. Ein komplexes Gesamtproblem wird in vier Hauptphasen bearbeitet:

- (i) Planen und Klären der Aufgabe,
- (ii) Konzipieren,
- (iii) Entwerfen und
- (iv) Ausarbeiten.

¹ HEDRICH, BRÖTZ UND PELZ, „Resilient Product Development – a New Approach for Controlling Uncertainty“, ([38], 2018)

² VDI 2221, *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, ([131], 1993)

³ VDI 2206, *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, ([130], 2004)

Eine Trennung der einzelnen Phasen ist jedoch nicht immer möglich. Dazu definiert die VDI 2221 Arbeitsabschnitte als Leitlinie für ein Vorgehen in der Praxis mit breiter Anwendbarkeit in unterschiedlichen Branchen. Für eine operative Anwendung ist daher eine unternehmensspezifische Anpassung und Ausgestaltung der Inhalte erforderlich. Der Arbeitsfluss wird als linearer Ablauf der Arbeitsschritte strukturiert. Diese können, abhängig von dem jeweiligen Entwicklungsprojekt, auch nur teilweise oder auch mehrmals iterativ durchlaufen werden¹.

Die Entwicklung von mechatronischen Produkten wird methodisch und ganzheitlich durch die VDI-Richtlinie 2206² „*Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*“ unterstützt. Dieses Produktentwicklungsmodell unterscheidet zwischen der Mikro- und der Makroebene. Der Problemlösungszyklus auf der Mikroebene, zur Bearbeitung von Teilaufgaben, besteht aus fünf Schritten:

- (i) Situationsanalyse bzw. Zielübernahme,
- (ii) Analyse und Synthese,
- (iii) Bewertung,
- (iv) Entscheidung sowie
- (v) Planen des weiteren Vorgehens bzw. Lernen.

Auf der Makroebene hingegen wird die frühe Phase der Entwicklung mit dem Schwerpunkt des Systementwurfs fokussiert, wodurch der Entwickler zu einer ganzheitlichen Sichtweise angeregt wird. Dem V-Modell folgend besteht diese Ebene aus den drei Schritten

- (i) Systementwurf,
- (ii) domänenspezifischer Entwurf und
- (iii) Systemintegration.

Das Lösungskonzept beginnt mit der Definition der Anforderungen und der Zerlegung des Konzepts in Teilfunktionen. Diese werden später wieder zur Systemlösung zusammengesetzt. Vor jedem Integrationsschritt ist eine Eigenabsicherung, also der Vergleich zwischen Istzustand und Ziel- bzw. Sollzustand

¹ VDI 2221, *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, ([131], 1993)

² VDI 2206, *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, ([130], 2004)

– der bereits bei der Systemzerlegung definiert wurde – vorgesehen. Der Makrozyklus erlaubt – wie auch die VDI-Richtlinie 2221 – ein iteratives Vorgehen. Der Reifegrad eines Produkts steigt mit jedem Durchlauf eines Zyklus an und das Ergebnis des letzten Zyklus ist das Endprodukt¹.

Zusammenfassend werden in den beiden VDI-Richtlinien standardisierte Vorgehen für die konventionelle Produktentwicklung beschrieben. Diese sind durch die Verallgemeinerung der einzelnen Bearbeitungsschritte in vielen Branchen universell einsetzbar.

4.1.2 Identifizierte Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess

Die vorgestellten konventionellen Methoden wurden bei der Entwicklung des ersten Prototyps der aktiven Luftfeder (siehe Abbildung 2.4) – außer bei der Konzeptionierung² – angewendet. Eine Analyse des Produktentwicklungsprozesses, hat drei Quellen von Unsicherheit bei diesem Vorgehen aufgezeigt. Unsicherheit entsteht

- (i) beim Übergang von der Funktions- zur Baustruktur,
- (ii) aufgrund wissentlich (Ignoranz) oder unwissentlich (Unwissen) vernachlässigten Interaktionen von Modulen sowie
- (iii) bei der Planung des Produktentwicklungsprozesses.

Im nächsten Abschnitt wird auf die drei Quellen von Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess im Detail eingegangen.

Unsicherheit durch den Übergang von der Funktions- zur Baustruktur

Die Funktionsstruktur formuliert Funktionszusammenhänge eines Systems³. Hierzu wird die Gesamtfunktion auf Teilfunktionen heruntergebrochen, welche jeweils definierte Ein- und Ausgangsgrößen besitzen. In Abbildung 4.1a ist diese exemplarisch anhand des Energieflusses für einen konventionellen Feder-Dämpfer dargestellt. Dem System wird mechanische Schwingungsenergie

¹ VDI 2206, *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, ([130], 2004)

² BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

³ ROTH, *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*, ([111], 1982)

zugeführt. Ein Teil dieser Energie wird im Dämpfer in Form von Wärme dissipiert. Der andere Teil wird entweder direkt über die Feder und den Dämpfer weitergeleitet oder zunächst in der Feder zwischengespeichert. Diese beiden Energieflüsse werden verbunden und sind eine Ausgangsgröße des Systems.

Beim Erstellen der Funktionsstruktur eines Systems muss zwischen Wesentlichem und Unwesentlichem unterschieden werden. Bei dieser Abstraktion und der anschließenden Überführung in die Baustruktur¹ entsteht Unsicherheit. Grund hierfür ist, dass bei der Abstraktion auch wesentliche, d. h. relevante Teile der Wirklichkeit wissentlich oder unwissentlich nicht betrachtet werden – man spricht von Ignoranz oder Unwissen (vgl. Abbildung 1.8). Außerdem ist die Funktionsstruktur in der Regel nicht eindeutig, da verschiedene Kombinationsmöglichkeiten der Teilfunktionen existieren und Funktionen gezielt integriert oder getrennt ausgeführt werden können. Folglich gibt es kein eindeutiges Abbild der Funktionsstruktur auf die Baustruktur und somit ergeben sich mehrere Realisierungsmöglichkeiten.

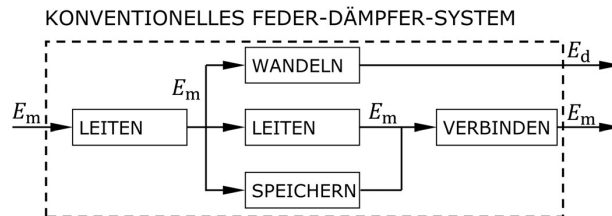
Die Schwierigkeit beim Übergang von der Funktions- zur Baustruktur wird retrospektiv am Beispiel des aktiven Luftfederdämpfers offensichtlich. Die Funktionsstruktur des realisierten Systems, Abbildung 4.1c, ist wesentlich komplexer als die allgemeine Funktionsstruktur eines aktiven Feder-Dämpfer-Systems, die in Abbildung 4.1b gezeigt ist. Es wird offensichtlich, dass eine Systemevaluation auf Basis der Funktionsstruktur nicht aussagekräftig ist, da diese in der Regel wenig mit der späteren Baustruktur gemein hat.

Unsicherheit durch Interaktion von Modulen

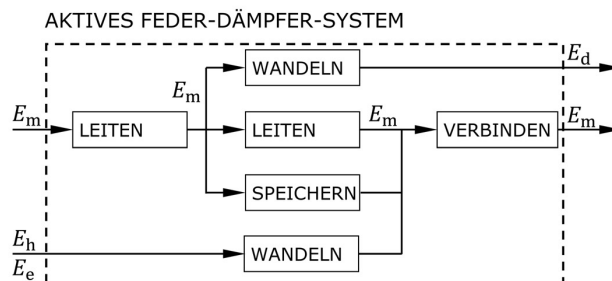
Mechatronische Systeme bestehen aus vier Bestandteilen, (i) dem Grundsystem, (ii) den Sensoren, (iii) den Aktoren und (iv) der Informationsverarbeitung. Diese sind über Stoff-, Energie- und Informationsflüsse verknüpft. Diese Struktur ist nach der VDI-Richtlinie 2206 als ein Grundbaustein zu verstehen und wird auch als mechatronisches Funktionsmodul bezeichnet. Komplexe mechatronische Systeme bestehen in der Regel aus der Verkopplung mehrerer Funktionsmodule². Diese erfolgt zum einen über die mechatronische Funktionsstruktur und zum anderen über die mechanische Tragstruktur. So ist beispielsweise das Feder-Dämpfer-System ein Funktionsmodul des mechatronischen Systems „*Fahrzeug*“. Da die Entwicklung oft domänenspezifisch erfolgt,

¹ Die Baustruktur eines Produkts entsteht durch Zusammenfügen von Einzelteilen zu einem Teilverband und/oder zum Gesamtverband [111].

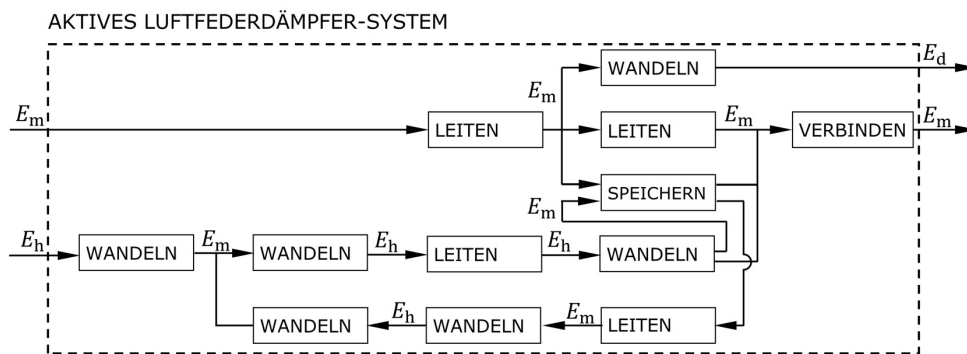
² LÜCKEL, KOCH UND SCHMITZ, „Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte“, ([77], 2000)



(a) Funktionsstruktur eines konventionellen Feder-Dämpfers.



(b) Allgemeine Funktionsstruktur eines aktiven Feder-Dämpfers.



(c) Vereinfachte Funktionsstruktur des aktiven Luftfederdämpfers mit Regeneration.

Abbildung 4.1 – Die Funktionsstrukturen beschreiben den Energiefluss der Feder-Dämpfer-Systeme. Energie wird gewandelt, geleitet, gespeichert oder verbunden und es wird zwischen mechanischer (Index m), elektrischer (e), hydraulischer (h) und dissipierter (d) Energie unterschieden.

müssen zunächst System- und Modulgrenzen sowie Ein- und Ausgangsgrößen für den Entwicklungsprozess definiert werden. Hierzu werden die Module aus dem Gesamtsystem herausgeschnitten, wie in Abbildung 4.2 exemplarisch gezeigt. Die Ein- und Ausgangsgrößen (Flüsse) an den Schnittstellen der Module werden meistens vereinfacht dargestellt. Durch notwendige Vereinfachungen werden Interaktionen zwischen den Modulen unwissentlich (Unwissen) oder wissentlich (Ignoranz) vernachlässigt. Dies kann dazu führen, dass Teile der relevanten Wirklichkeit nicht vollständig vom Modellhorizont (vgl. Abbildung 1.8) abgebildet werden und Unsicherheit entsteht. Beispielsweise kann die vernachlässigte Temperaturerhöhung eines Moduls die Funktion eines anderen beeinflussen.

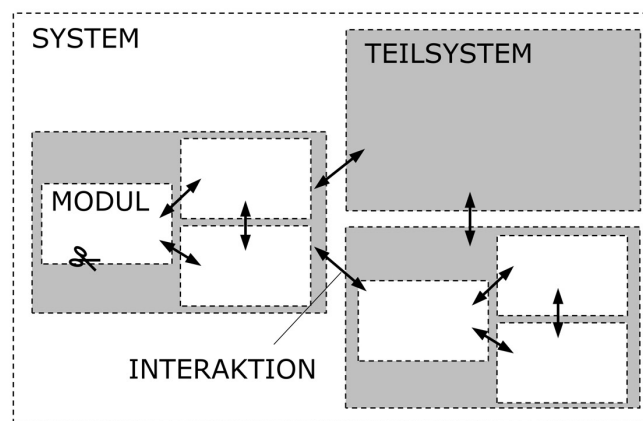


Abbildung 4.2 – Interaktionen von Modulen und Teilsystemen eines Systems.

Planungsunsicherheit

Langwierige und komplexe Entwicklungsprozesse begünstigen Unsicherheit bei der Planung. Beispielsweise können sich zu Projektbeginn definierte Anforderungen und die Entwicklungsziele ändern. Im Projektmanagement spricht man von zeitlich veränderlichen Zielen (moving targets). Mögliche Gründe hierfür sind geänderte Kundenwünsche oder geänderte Randbedingungen, welche sich aus der Eigenschaftsabsicherung ergeben¹.

¹ CHONG UND CHEN, „Customer needs as moving targets of product development: a review“, ([15], 2010)

Fazit

Um die drei aufgeführten Quellen von Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess beherrschen zu können, bietet sich eine Erweiterung der bestehenden Methoden an. Hierfür eignet sich insbesondere die VDI-Richtlinie 2206, da der lineare Ablauf der VDI-Richtlinie 2221 nur beschränkte Eingriffsmöglichkeiten bietet, um Methoden zur Beherrschung von Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess zu ergänzen. Im Gegengensatz dazu lassen sich solche Methoden direkt in den Makrozyklus der VDI-Richtlinie 2206 auf den verschiedenen Modulebenen integrieren. Ein weiterer Vorteil dieser Richtlinie ist, dass sie speziell für übergreifende Produktentwicklung in den Disziplinen Mechanik, Elektronik sowie Informationsverarbeitung entworfen wurde.

4.1.3 Resiliente Produktentwicklungsmethodik

Es stellt sich die Frage, wie der Produktentwicklungsprozess nach der VDI-Richtlinie 2206 erweitert werden kann, um Unsicherheit bei der Entwicklung methodisch beherrschen zu können. Im nächsten Abschnitt wird deshalb eine Methode vorgestellt, die hierfür eingesetzt werden kann.

Einen vielversprechenden Ansatz, um Unsicherheit durch unbekannte Interaktion von Modulen zu beherrschen, bietet das Prinzip der Resilienz. Dieses stammt ursprünglich aus der Entwicklungspsychologie und wird seit ca. 2010 im sicherheitstechnischen Kontext betrachtet¹. Im SFB 805 wird das Resilienzprinzip auf Systeme und Prozesses des Maschinenbaus übertragen². Nach Hollnagel³ ist Resilienz die intrinsische Eigenschaft eines Systems oder Prozesses sich vor, während und nach einer Störung an diese anzupassen. Somit können die geforderten Funktionen sowohl bei vorhersehbarer als auch bei unvorhersehbarer Nutzung oder Anwendung beibehalten werden. Ein resilientes System ermöglicht auch bei Störungen oder bei Ausfall von Systemkomponenten ein vorgegebenes Mindestmaß an Funktionserfüllung, wie z. B. eine Last trotz Ausfall eines Aktors zu tragen. Außerdem können resiliente Systeme auch unter sich ständig verändernden, nicht vorhersehbaren Umweltbedingungen „überleben“. Das wesentliche Grundprinzip hierfür ist eine hohe Anpassungsfähigkeit des Systems an seine Umwelt. Ein Beispiel für ein resilientes System ist das Ventil Motion Terminal VTEM von Festo.

¹ HOLLNAGEL, „Prologue: The Scope of Resilience Engineering“, ([57], 2011)

² PELZ UND GROCHE, *Antrag auf Finanzierung der dritten Förderperiode des Sonderforschungsbereichs 805*, ([96], 2016)

³ HOLLNAGEL, WOODS UND LEVESON, *Resilience Engineering: Concepts and Precepts*, ([58], 2007)

Die Funktion des Systems kann unabhängig von der Verschlauchung durch Anpassungen in der Regel- und Steuer-Software sichergestellt werden¹.

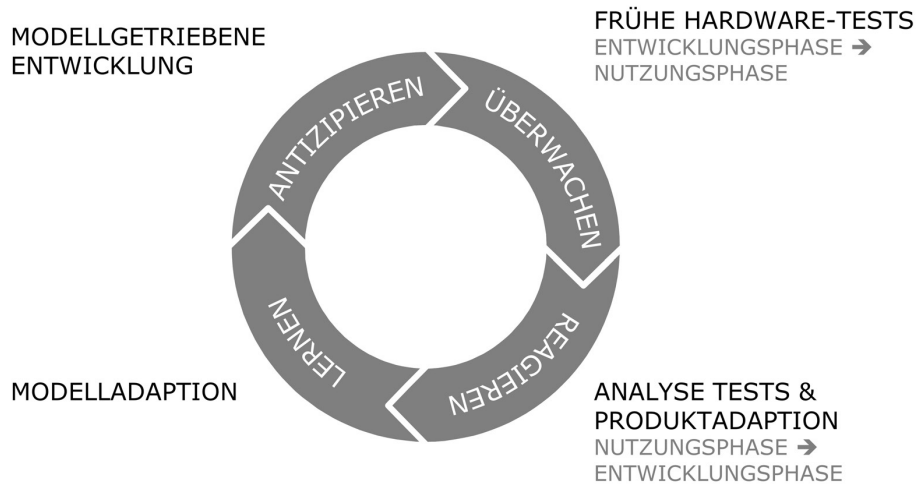


Abbildung 4.3 – Die vier Funktionen der resilienten Produktentwicklung.

Resilienz wird durch die vier Systemfunktionen (i) „Überwachen“, (ii) „Reagieren“, (iii) „Lernen“ und (iv) „Antizipieren“ erreicht. Diese lassen sich auf die Hardware-Entwicklung übertragen, wie in Abbildung 4.3 gezeigt. Um die Funktionen des zu entwickelnden Produktes sicherstellen zu können, ist ein Übergang von der Entwicklungs- zur Nutzungsphase notwendig. Die Funktionsprüfung unter realistischen Bedingungen wird als „Überwachen“ bezeichnet. Im nächsten Schritt werden die Ergebnisse aus der Nutzung zurück in die Entwicklung gespiegelt und das Produktdesign wird – falls notwendig – überarbeitet. Dieser Vorgang wird über die Resilienzfunktion „Reagieren“ abgebildet. Dieses Vorgehen kann mit dem Paradigma „fail fast“, das ursprünglich aus dem Entwurf elektronischer Systeme stammt, beschrieben werden. Nach Gray² stoppt ein fail-fast-Modul im Fehlerfall und arbeitet nicht weiter. Gleichzeitig fließen die Ergebnisse aus der Nutzungsphase in die stetige Verbesserung der Modelle, die das Verhalten und die Funktionen des Produkts virtuell abbilden. Die Modelladaption wird über die Funktion „Lernen“ beschrieben. Im folgenden Schritt werden mithilfe der verbesserten Modelle das Sollverhalten des Produkts „antizipiert“ und das Design ge-

¹ GAUCHEL UND WIEGAND, „Automated Commissioning of Pneumatic Systems“, ([29], 2018)

² GRAY, *Why Do Computers Fail and What Can Be Done About It?*, ([33], 1985)

benenfalls erneut angepasst. Dieser Kreis wird so lange durchlaufen, bis die Isteigenschaften die Solleigenschaften hinreichend gut erfüllen.

Ein ähnlicher Ansatz wird mit agilen Entwicklungsmethoden verfolgt, die im Bereich der Software-Entwicklung weit verbreitet sind. Diese Methoden sollen die Flexibilität und die Transparenz des Entwicklungsprozesses erhöhen und diesen gleichzeitig verkürzen¹. Das agile Manifest² von 2001, in dem vier Werte und zwölf Arbeitsprinzipien definiert werden, bildet die Grundlage für alle agilen Ansätze. Der Grundgedanke ist, dass beim Entwickeln weiche Kriterien wie Kommunikation, Rücksichtnahme auf Beteiligte und flexibles Agieren mindestens genauso wichtig sind wie formale Grundlagen (standardisierte Prozesse, Dokumentation usw.). Zu den bekanntesten Vorgehensmodellen der agilen Software-Entwicklung zählt Scrum³. Bei Scrum wird die Entwicklungsaufgabe in Inkremente, sogenannte Sprints, unterteilt. In der Regel sind diese vier Wochen lang. Innerhalb eines Sprints werden alle Produkteigenschaften, die vor dem Sprint festgelegt wurden, von einem interdisziplinären und selbstorganisierten Team umgesetzt. Am Ende jeden Sprints liegt ein lauffähiges System oder Teilsystem vor. Insbesondere diese Tatsache macht es kompliziert Scrum aus der Software-Entwicklung eins zu eins in die Hardware-Entwicklung zu transferieren und dort einzusetzen^{4,5,6}. Zum einen ist es schwierig, innerhalb eines Sprints einen lauffähigen Prototyp herzustellen. Schmidt beschreibt dies als die Einschränkung der Körperlichkeit⁴. Zum anderen ist die Besetzung des Entwicklungsteams, insbesondere bei der Entwicklung mechatronischer Systeme, aufgrund des benötigten Expertenwissens aus den unterschiedlichen Domänen eine Herausforderung.

Abhilfe schaffen sogenannte Hardware-in-the-Loop-Experimente, bei denen einzelne reale Komponenten oder Systeme in Echtzeit mit einem virtuellen Modell gekoppelt werden⁷. So kann bereits zu einem sehr frühen Entwicklungszeitpunkt die Wechselwirkung zwischen Komponente und System untersucht werden. Zur Steigerung der Resilienz in der Produktentwicklung können so unvorhersehbare Eigenschaften entdeckt, deren Auswirkung beschrieben und

¹ GABLER WIRTSCHAFTSLEXIKON, *Agile Softwareentwicklung*, ([26], 2018)

² BECK U. A., *The Agile Manifesto*, ([4], 2001)

³ GABLER WIRTSCHAFTSLEXIKON, *Scrum*, ([27], 2018)

⁴ SCHMIDT UND PAETZOLD, „Agilität als Alternative zu traditionellen Standards in der Entwicklung physischer Produkte: Chancen und Herausforderungen“, ([115], 2016)

⁵ COOPER, „Agile-Stage-Gate Hybrids“, ([16], 2016)

⁶ GRAVES, *Applying Agile to Hardware Development*, ([32], 2016)

⁷ Eine detaillierte Beschreibung der Methode „*Hardware-in-the-Loop*“ erfolgt in Kapitel 5.5.

im weiteren Prozess berücksichtigt werden. Mit diesem Ansatz kann besonders Unsicherheit an Schnittstellen zwischen Produktentwicklung und Nutzung beherrscht werden.

4.2 Auslegung der aktiven Luftfeder

In dem folgenden Abschnitt wird zunächst auf die verwendete Methodik zur Auslegung der aktiven Luftfeder eingegangen. Danach wird die Methodik zur Auslegung des Prototyps der aktiven Luftfeder eingesetzt.

4.2.1 Auslegungsmethodik

Die Auslegung der aktiven Luftfeder erfolgt nach dem in Abbildung 4.4 gezeigten Schema. Hierbei werden die Vereinfachungen, dass

- (i) die tragenden und die verdrängenden Flächen der Luftfeder gleich sind¹ – es gilt $A_i = A_{T,i} = A_{V,i}$ –, dass
- (ii) eine adiabate Zustandsänderung vorliegt² und dass
- (iii) dynamische Effekte vernachlässigt werden können,

getroffen.

Eingangsgrößen in das Auslegungsschema sind der statische Druck p_0 , das Volumen V_0 der Luftfeder in der Konstruktionslage und die zu stellenden Kräfte sowie die Parameter der Rollbälle. Ergebnis der Auslegung sind die relevanten Bauteilparameter der Luftfeder und der Aktorik, wie die Kenndaten des oberen und des unteren Abrollkolbens.

Das Volumen V_0 kann direkt vorgegeben oder über die Vorgabe der Aufbaueigenfrequenz des Viertelfahrzeugs³ $\omega_{A,0}$ bestimmt werden. Daraus resultiert die benötigte Aufbausteifigkeit

$$c_A \approx \frac{\omega_{A,0}^2 m_A}{1 - \omega_{A,0}^2 m_A / c_R} \quad (4.1)$$

¹ Für die ausgelegte Luftfeder liegt der Fehler in der Größenordnung von 2%.

² Wie bereits beschrieben, ist diese Annahme für den technisch relevanten Betriebsbereich einer Luftfeder gerechtfertigt [94].

³ Mitschke [82] empfiehlt, dass diese größer oder gleich 0.8 Hz ist.

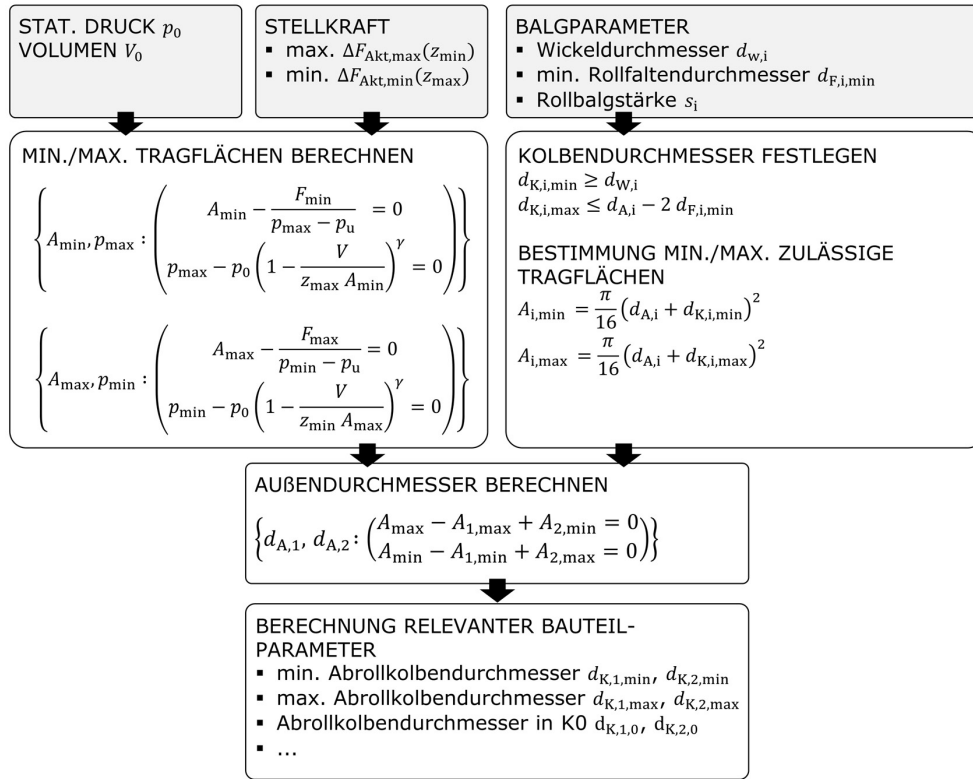


Abbildung 4.4 – Auslegungsmethodik für die aktive Luftfeder.

sowie die Mindeststeifigkeit der (passiven) Luftfeder im Arbeitspunkt (vgl. Gl. (2.4))

$$c_0 = (c_A - c_N)/i^2 \approx \gamma p_0 A^2 / V_0, \quad (4.2)$$

mit der Nebenfedersteifigkeit c_N und der bereits eingeführten Achsübersetzung i . Somit ist die obere Grenze für das Volumen der Luftfeder

$$V_0 \leq \gamma p_0 A^2 i^2 / (c_A - c_N), \quad (4.3)$$

mit der Fläche $A \approx m_A g / (p_0 - p_u)$. Im Anschluss an die Auslegung muss geprüft werden, ob dieses Volumen kinematisch realisierbar ist.

Die benötigte Aktorstellkraft ΔF_{Akt} wird – wie in Kapitel 3.3.2 gezeigt – in vertikaldynamischen Voruntersuchen bestimmt. Alternativ kann die benötigte Stellkraft auch über die Vorgabe einer Reduzierung von Wanken oder Nicken bei einem bestimmten Fahrmanöver, z. B. Kurvenbremsen, festgelegt

werden¹. Bei der Auslegung wird berücksichtigt, bei welcher Einfederung die entsprechende Kraft gestellt werden soll. Die ungünstigsten Fälle sind,

- (i) wenn die maximale Stellkraft $\Delta F_{\text{Akt,max}}$ bei maximaler Ausfederung z_{min} – und niedrigem Luftfederdruck – oder
- (ii) die minimale Stellkraft $\Delta F_{\text{Akt,min}}$ bei maximaler Einfederung z_{max} – und hohem Druck –

gestellt werden soll. Aus der minimalen und maximalen resultierenden Kraft können direkt die minimal und maximal benötigten Tragflächen A_{min} bzw. A_{max} bestimmt werden. Die minimalen und maximalen Kolbendurchmesser können prinzipiell frei gewählt werden. Allerdings müssen für beide Rollbälge (Index $i = 1, 2$) die Bedingungen

- (i) $d_{\text{K},i,\text{min}} \geq d_{\text{W},i}$ und
- (ii) $d_{\text{K},i,\text{max}} \leq d_{\text{A},i} - 2d_{\text{F},i,\text{min}}$,

mit den Wickeldurchmessern $d_{\text{W},i}$ der Rollbälge, den Durchmessern der Außenführung $d_{\text{A},i}$ und den minimal zulässigen Durchmessern der Rollfalten im Meniskus $d_{\text{F},i,\text{min}}$, erfüllt sein. So soll sichergestellt werden, dass die in den Rollbalg eingelegten Fäden nur auf Zug belastet werden. Mit Gl. (2.27) und der Annahme eines konstanten Kolbenstangendurchmessers wird ein Gleichungssystem für die beiden Außendurchmesser $d_{\text{A},1}$ und $d_{\text{A},2}$ aufgestellt und numerisch gelöst².

4.2.2 Auslegung des Prototyps

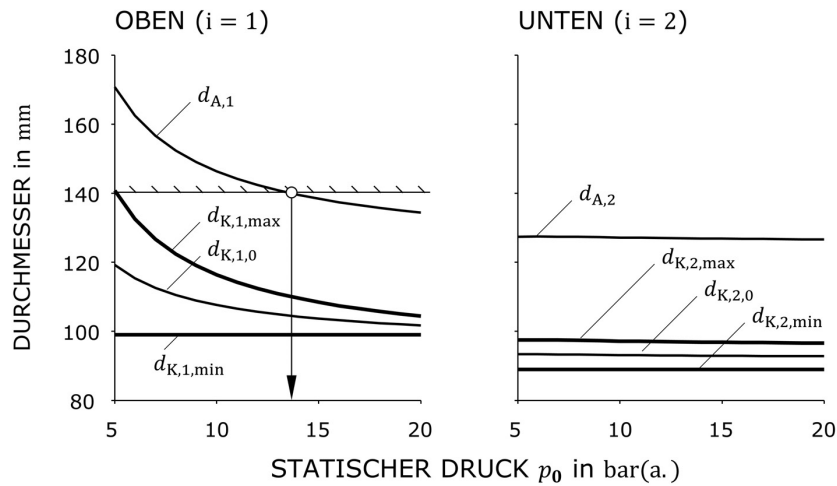
Die Eingangsgrößen für die Auslegung des Prototyps sind in Tabelle 4.1 aufgelistet. Die minimalen Abrollkolbendurchmesser $d_{\text{K},i,\text{min}}$ sind größer gewählt als die Wickeldurchmesser $d_{\text{W},i}$, um den Bauraum zur Unterbringung der Aktorik zu vergrößern. Die statische Last F_0 ergibt sich direkt aus der Nennaufbau-masse des Viertelfahrzeugs von 290 kg (vgl. Tabelle 3.1). Prinzipiell ist der statische Druck p_0 ein frei wählbarer Parameter. Aus diesem Grund werden Auslegungen für verschiedene statische Drücke im Bereich von (5...20) bar(a.) durchgeführt, um die Auswirkung auf das Design der Luftfeder zu untersuchen.

¹ BEDARFF, „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“, ([5], 2017)

² Im Gegensatz zu der Auslegungsmethodik von Bedarff [5] wird nicht angenommen, dass für die Übersetzung der Aktorstellwege $i_x := x_2/x_1 = -1$ gilt. Sie ist ein Ergebnis der Auslegung.

Tabelle 4.1 – Eingangsparameter für die Auslegung des Prototyps der aktiven Luftfeder.

stat. Last F_0	2850 N
Aktorstellkraft $\Delta F_{\text{Akt}}(z = 0)$	± 1000 N
stat. Druck p_0	(5...20) bar(a.)
maximaler Federweg z_{max}	± 70 mm
minimale Aufbaueigenfrequenz $f_{\text{A},0}$	0.8 Hz
Abrollkolben oben	
Wickeldurchmesser $d_{\text{W},1}$	95 mm
min. Abrollkolbendurchmesser $d_{\text{K},1,\text{min}}$	98 mm
min. Rollfaltendurchmesser $d_{\text{F},1,\text{min}}$	15 mm
Rollbalgstärke s_1	2 mm
Abrollkolben unten	
Wickeldurchmesser $d_{\text{W},2}$	86.5 mm
min. Abrollkolbendurchmesser $d_{\text{K},2,\text{min}}$	88 mm
min. Rollfaltendurchmesser $d_{\text{F},2,\text{min}}$	15 mm
Rollbalgstärke s_2	2 mm

**Abbildung 4.5** – Kolbengeometrien (Außendurchmesser $d_{\text{A},i}$, minimale und maximale Abrollkolbendurchmesser $d_{\text{K},i,\text{min}}$ und $d_{\text{K},i,\text{max}}$ sowie die Abrollkolbendurchmesser im Arbeitspunkt $d_{\text{K},i,0}$) als Ergebnisse der Auslegung der aktiven Luftfeder für den Einsatz im SFB-Demonstrator. Für einen maximalen oberen Außendurchmesser von 140 mm ist der statische Druck 14 bar(a.).

Die Ergebnisse für die resultierenden Abrollkolben- und Außenführungsdurchmesser sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Mit steigendem Druck nimmt die Gesamtfläche A bei gleicher statischer Last ab. Prinzipiell gibt es zwei Möglichkeiten, wie dies realisiert werden kann – (i) durch eine Verkleinerung der oberen Fläche A_1 oder (ii) einer Vergrößerung der unteren Fläche A_2 . Die Verkleinerung der oberen Tragfläche führt zu einem kleineren oberen Außendurchmesser $d_{A,1}$. Da dieser maßgeblich den Bauraumbedarf der Luftfeder bestimmt, ist es erstrebenswert, ihn möglichst klein zu halten. Aus diesem Grund ist Möglichkeit (i) am sinnvollsten, um die Fläche der Luftfeder anzupassen.

Es wird davon ausgegangen, dass ein Außendurchmesser von ca. 140 mm für einen späteren Einsatz im Kfz realistisch ist. Aus diesem Grund wird der Prototyps für einen statischen Druck von 14 bar(a.) ausgelegt. Prinzipiell wären auch höhere Drücke denkbar. Dies führt allerdings zum einen zu einer höheren Belastung der Aktorik, zum anderen nimmt die maximale Dämpfarbeit bei Integration einer Blende in die Luftfeder mit steigendem Druck und abnehmender Tragfläche nach Gl. (2.35) ab¹.

Die wichtigsten Auslegungsergebnisse für des Prototyps sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Die Stellwege der Aktoren bzw. die Änderungen der Abrollkolbendurchmesser werden größer gewählt, um die Modularität des Aktors zu erhöhen. Theoretisch beträgt damit die Stellkraft ca. ± 1180 N. Die resultierende Aufbaueigenfrequenz liegt aufgrund des Volumens V_0 von 2.2l, das sich direkt aus der Kinematik der Luftfeder ergibt, mit 0.75 Hz knapp unter der angestrebten Aufbaueigenfrequenz von 0.8 Hz. Allerdings ist die reale Aufbaueigenfrequenz aufgrund der Nebenfederrate c_N höher als 0.8 Hz, wie Messung (vgl. Kapitel 5.3) zeigen werden.

¹ Wie bereits beschrieben, sind verdrängende und tragende Fläche nahezu gleich groß.

Tabelle 4.2 – Die wichtigsten Kenndaten der aktiven Luftfeder als Ergebnis der Auslegung.

stat. Last F_0	2850 N
Aktorstellkraft $\Delta F_{\text{Akt}}(z = 0)$	± 1180 N
stat. Druck p_0	14 bar(a.)
Gesamttragfläche A_T	$(2\,195 \pm 910)$ mm ²
maximaler Federweg z_{max}	± 70 mm
Luftfedervolumen V_0	2.2 l
Abrollkolben oben	
Abrollkolbendurchmesser $d_{K,1}$	(105 ± 6) mm
Außendurchmesser $d_{A,1}$	140 mm
Tragfläche $A_{T,1}$	$(11\,740 \pm 570)$ mm ²
Segmenthöhe $h_{\text{Seg},1}$	76 mm
Abrollkolben unten	
Abrollkolbendurchmesser $r_{K,2}$	(94 ∓ 5) mm
Außendurchmesser $r_{A,2}$	127 mm
Tragfläche $A_{T,2}$	$(9\,545 \mp 340)$ mm ²
Segmenthöhe $h_{\text{Seg},2}$	76 mm

4.3 Angewandte Produktentwicklung der aktiven Luftfeder

In diesem Abschnitt wird am Beispiel der aktiven Luftfederabrollkolben – den zentralen Elementen der aktiven Luftfeder – exemplarisch gezeigt, wie die Methode der Resilienten Produktentwicklung in der Praxis angewendet werden kann. Das Vorgehen folgt der Lösungsstrategie „Zuerst das Wirkungsvollste“ nach Ehrlenspiel¹. Die Gesamtfunktion des komplexen Systems „aktive Luftfeder“ bzw. „aktiver Luftfederdämpfer“ wird hierzu in Teilfunktionen zerlegt und die wichtigste Teilfunktion – das Zuführen von Fremdenergie zum Verstellen der Tragfläche der Luftfeder – wird zuerst bearbeitet. Wie beschrieben, erfolgt die Verstellung der Abrollkolbenradien über vier auf dem Kolbenumfang verteilte Kreissegmente, die linear über eine Aktorik verfahren

¹ EHRENSPIEL, *Integrierte Produktentwicklung*, ([19], 2009)

werden¹.

4.3.1 Resiliente Produktentwicklung des aktiven Luftfederabrollkolbens

Die Anforderungen an die Aktorik ergeben sich direkt aus den Abrollkolbengeometrien sowie dem Luftfederdruck. Die wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Sie bilden die Grundlage für die Auswahl des Aktorkonzepts.

Tabelle 4.3 – Anforderungen an die Aktorik [41, 63, 14]. Die Stellkraft und das Kippmoment sind jeweils für ein Abrollkolbensegment angegeben.

Parameter	Aktor oben	Aktor unten
maximaler Stellweg $x_{i,\max}$	$\pm 3 \text{ mm}$	$\pm 2.5 \text{ mm}$
max. Stellkraft $F_{x,i,\max}$	10 kN	6.5 kN
max. Kippmoment $M_{i,\max}$	66 Nm	60 Nm
Stellfrequenz f_{Akt}	5 Hz	5 Hz

Eine Konzeptstudie², in der verschiedene elektrische, mechanische, pneumatische und hydraulische Aktorkonzepte untersucht wurden, hat ergeben, dass ein hydraulischer Aktor aufgrund der hohen Leistungsdichte die Anforderungen am besten erfüllen kann. Allerdings erfolgt eine komplette Neuentwicklung der hydraulischen Aktorik, da keine auf dem Markt verfügbaren Aktoren die benötigten Anforderungen erfüllen.

Die einzelnen Entwicklungssinkremente sind in Abbildung 4.6 gezeigt. Ausgehend von dem Konzept wird ein erster Prototyp des Aktors gefertigt – der Linearaktor. Später werden vier dieser Linearaktoren in den Abrollkolben integriert, um jeweils ein Segment zu verfahren. Mit dem Linearaktor wird (i)

¹ Mithilfe von FE-Simulationen wurde gezeigt, dass das quadratische Mittel der Balgfadenkräfte und somit die Belastung für den Luftfederbalg bei sechs verstellbaren Segmenten minimal ist [6]. Aber aufgrund der steigenden Komplexität des aktiven Abrollkolbens mit der Anzahl der Segmente und des begrenzten Bauraums ist dies technisch schwierig umzusetzen. Deshalb wird bei der Neukonzeptionierung des verstellbaren Kolbens weiterhin an vier Segmenten festgehalten.

² BÖLLING U. A., „Entwicklung und Bewertung eines hydraulischen Antriebskonzeptes“, ([12], 2011)

das Funktionsprinzip der Aktorik validiert (Absicherung der Solleigenschaften) sowie (ii) charakteristische Parameter des Aktors (druckeffektive Fläche, Reibkräfte, usw.) experimentell bestimmt.

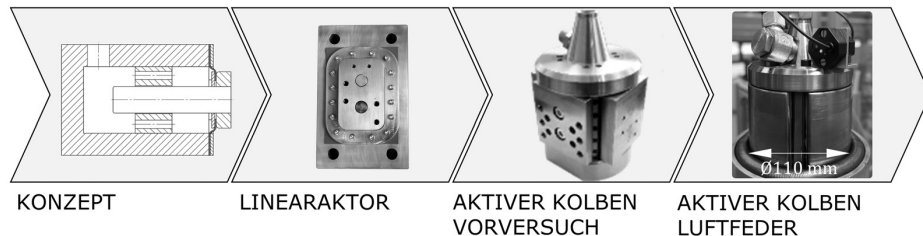


Abbildung 4.6 – Entwicklungssinkremente bei der Produktentwicklung des aktiven Abrollkolbens.

Der Aufbau des Linearaktors wird in der Explosionsdarstellung in Abbildung 4.7 gezeigt. Es handelt sich um einen einfachwirkenden, leakagefreien Zylinder für kurzhubige Anwendungen mit Querkraftkompensation¹. Das Segment (11) wird mit zwei eingepressten Kolbenstangen (9 und 9') in dem Grundkörper (2) mit Einpressbuchsen (8) gelagert. Die Abdichtung der Druckkammer (22) erfolgt über ein Membrantuch (15), das über zwei Klemmplatten (16 und 19) mit dem Segment und dem Grundkörper verbunden ist. Dieses Dichtungskonzept wurde gewählt, da Membranen im Gegensatz zu konventionellen Ringdichtungen prinzipbedingt leakagefrei und gut für kurzhubige Anwendungen geeignet sind². Wird in den Kolben über die Bohrung (23) oben am Grundkörper Öl gedrückt, fährt das Segment aus. Das Dichtungskonzept ist für Drücke bis ca. 30 bar(a.) geeignet^{3,4,5}.

Der Versuchsaufbau für die Untersuchung des Linearaktors ist in Abbildung 4.8a gezeigt. Es wird eine Luftfeder verwendet, um die Belastung durch den Rollbalg der Luftfeder nachzubilden⁶. In Abbildung 4.8b sind beispiel-

¹ HEDRICH, JOHE UND PELZ, „Aktor mit einem linear verlagerbaren Stellglied“, ([40], 2017)

² MÜLLER, „Hermetische Dichtungen“, ([85], 1990)

³ HEDRICH, BRÖTZ UND PELZ, „Resilient Product Development – a New Approach for Controlling Uncertainty“, ([38], 2018)

⁴ JOHE, „Auslegung und Konstruktion eines hydraulischen Verstellmechanismus zur Variation der Tragfläche eines aktiven Luftfederdämpfers (Betreuer: P. Hedrich)“, ([63], 2015)

⁵ POPP, „Vergleich eines mechanischen und eines hydraulischen Verstellmechanismus zur Variation des Abrollkolbens einer Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“, ([101], 2015)

⁶ Da an dieser Stelle das methodische Vorgehen bei der Produktentwicklung im Vordergrund steht, wird für Details zu diesem Versuchsaufbau und den Experimente auf [41] verwiesen.

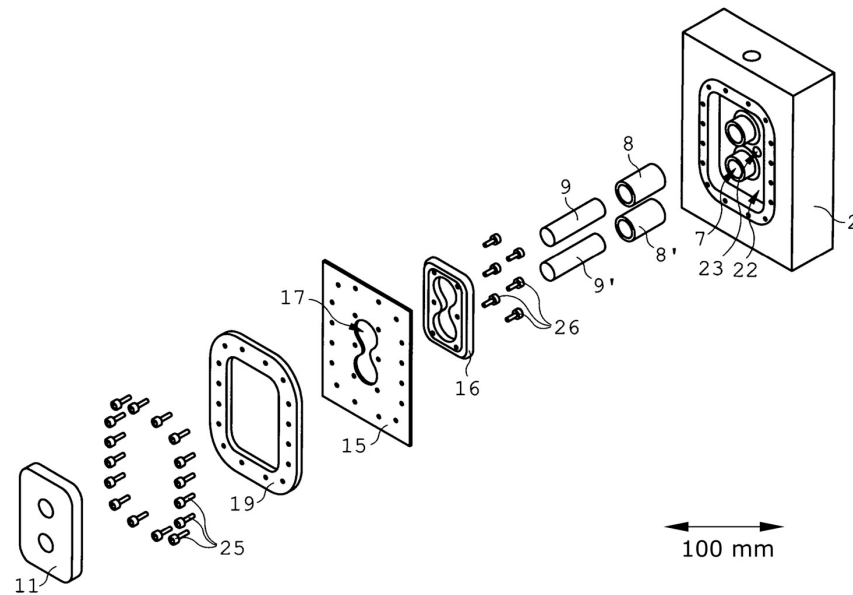


Abbildung 4.7 – Explosionsdarstellung des entwickelten hydraulischen Linearktors, entnommen aus der Patentanmeldung [40]. Das Segment (11) wird über zwei Kolbenstangen (9 und 9') geführt. Die Abdichtung der Druckkammer (22) erfolgt über eine Membran (15).

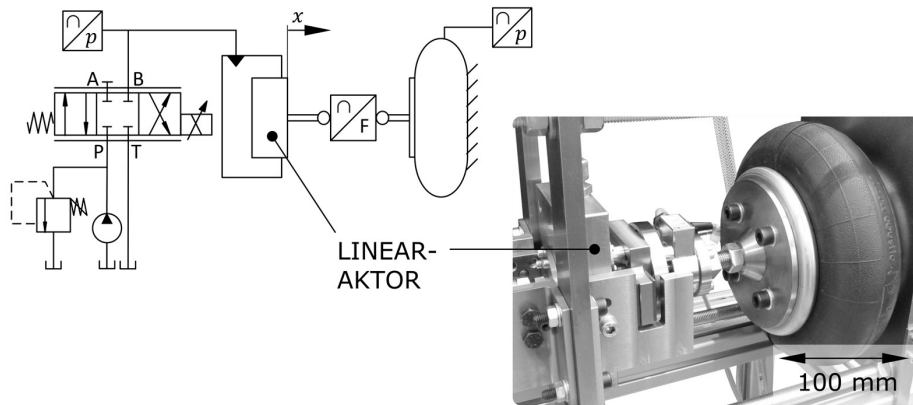
haft aus Messungen berechnete mechanische Getriebewirkungsgrade η bei verschiedenen harmonischen Anregungen und unterschiedlichen Belastungen gezeigt. Aufgrund des verwendeten Dichtungsprinzips und den in Öl laufenden Gleitbuchsen wird mit dem Aktor ein Getriebewirkungsgrad von über 90 % erreicht. Zusätzliche Langzeitversuche, bei denen ein Gesamtaktorstellweg von über 1 km zurückgelegt wurde, haben bestätigt, dass dieses Konzept zum Einsatz in der aktiven Luftfeder geeignet ist¹.

Die Ergebnisse aus der Nutzung werden zurück in die Entwicklung gespiegelt und der erste Prototyp des aktiven Abrollkolbens entwickelt – dies entspricht der Resilienzfunktion „Überwachen“.

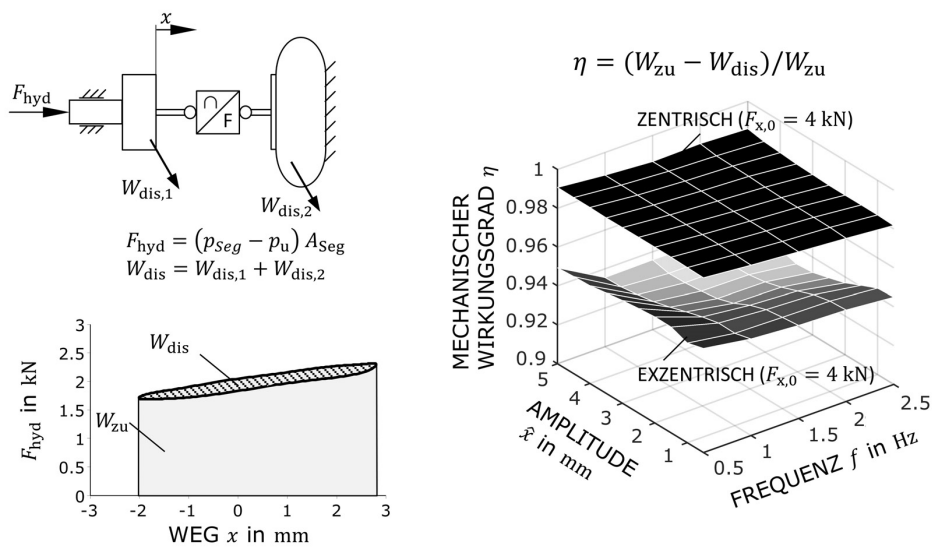
Auch der Abrollkolben wird zunächst in Komponentenversuchen experimentell charakterisiert². Von besonderem Interesse ist neben dem Gleichlauf der

¹ HEDRICH, JOHE UND PELZ, „Design and Realization of an Adjustable Fluid Powered Piston for an Active Air Spring“, ([41], 2016)

² Der entsprechende Versuchsaufbau und Messergebnisse für die (ölseitige) druckeffektive Fläche sind in Anhang B.1 zu finden.



(a) Versuchsstand zur experimentellen Untersuchung des hydraulischen Linearaktors.



(b) Experimentelle Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrads η des hydraulischen Linearaktors bei harmonischer Anregung, in Anlehnung an [41]. Die exzentrisch angreifende Kraft $F_{x,0} = 4$ kN induziert ein Kippmoment von ca. 70 Nm, das von den Führungen des Segments abgetragen werden muss.

Abbildung 4.8 – Versuchsaufbau zur experimentellen Charakterisierung des hydraulischen Linearaktors und gemessene Getriebewirkungsgrade.

Segmente vor allem, ob die äußere Klemmung der Membran den Belastungen standhält. Ist diese beim Linearaktor noch plan, muss sie beim aktiven Abrollkolben aus Platzgründen, wie in Abbildung 4.9 gezeigt, gewinkelt ausgeführt werden. Das erste Klemmplattendesign des Abrollkolbens ist noch einteilig ausgeführt und die seitlichen Klemmstäbe sind halbrund. Aufgrund der im Versuch detektierter Leckage wird das Design der Klemmplatten angepasst. Dies entspricht im Sinne der RPE der Funktion „Reagieren“. Zum einen werden die Klemmplatten geteilt und zum anderen werden keilförmige Klemmstäbe verwendet, um eine höhere seitliche Flächenpressung zu realisieren. Durch das zweiteilige Klemmplattendesign wird außerdem die Montage erleichtert. Aufgrund des schnellen Übergangs von der Entwicklungsphase in die Nutzungsphase kann das Problem direkt behoben werden und der weitere Produktentwicklungsprozess wird nicht durch nachträglich notwendige Änderungen negativ beeinflusst.

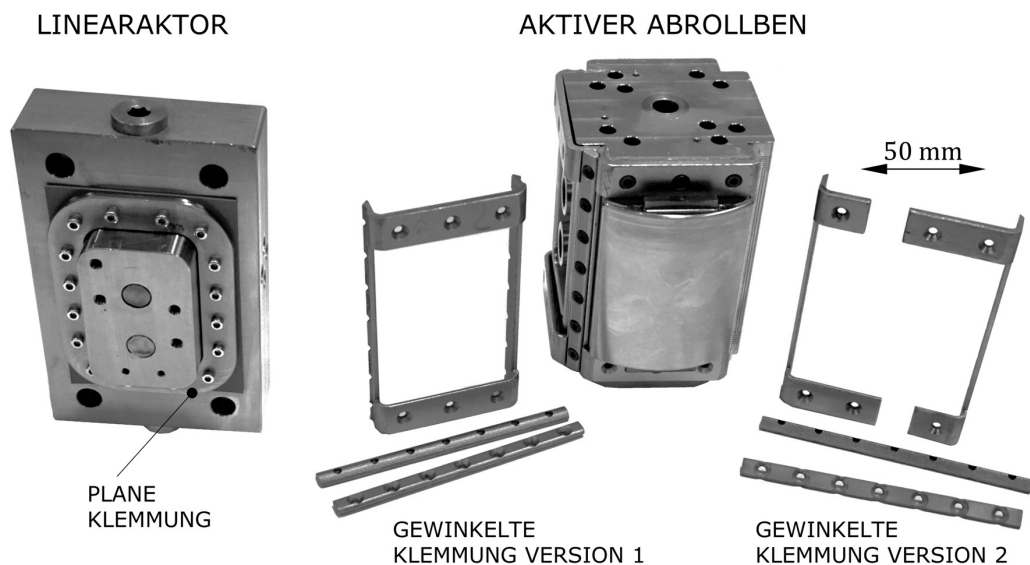


Abbildung 4.9 – Der hydraulische Linearaktor (links) und der aktive Luftfederabrollkolben (rechts) sowie die verschiedenen Klemmungen der Dichtungsmembran.

Nach den erfolgreichen Tests des oberen Abrollkolbens in der Luftfeder wird das Design auf den unteren Abrollkolben übertragen. Mit dem im Experiment erlernten Wissen kann das Verhalten des Aktors bereits in der Produktentwicklungsphase so gut „antizipiert“ werden, dass nur kleine Designänderungen wegen des geringeren Bauraums notwendig sind und die Isteigenschaften den Solleigenschaften entsprechen.

4.3.2 Teilsysteme der aktiven Luftfeder

Neben der Aktorik besteht die aktive Luftfeder – wie in Abbildung 4.10 gezeigt – aus weiteren Teilsystemen. Zu den wichtigsten zählen das passive Grundsystem, die aktiven Luftfederabrollkoben, deren hydraulische Ansteuerung, die Leistungsverversorgung sowie die Sensorik und die Regelung. Auch die Entwicklung der anderen Teilsysteme des Gesamtsystems erfolgt auf der Modul- und Teilsystemebene im Makrozyklus mithilfe der RPE. Ziel ist es, die Interaktion der einzelnen Module und der Teilsysteme bereits im frühen Stadium der Entwicklung zu berücksichtigen. Hierzu werden diese unter realistischen Bedingungen getestet und bewertet. Nachdem ein Teilsystem erfolgreich im Experiment validiert ist, wird es mit anderen Teilsystemen zusammengeführt und der Prozess erneut durchlaufen.

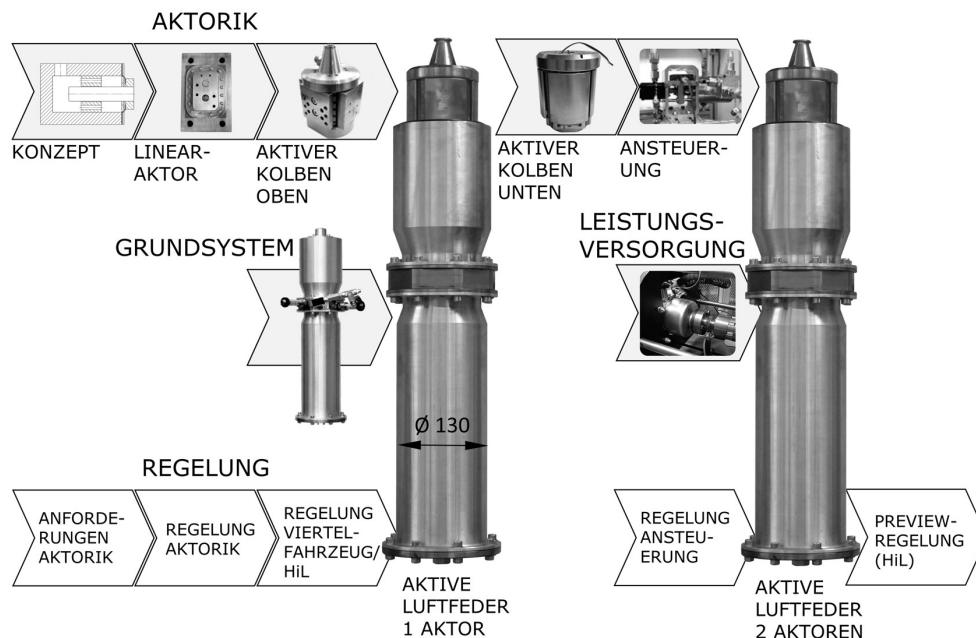


Abbildung 4.10 – Teilsysteme bei der Entwicklung der aktiven Luftfeder.

Um die Wechselwirkungen der aktiven Luftfeder mit dem schwingungsfähigen Gesamtsystem – dem Viertelfahrzeug – bereits in einer frühen Phase der Entwicklung unter realistischen Bedingungen untersuchen und bewerten zu können, werden Hardware-in-the-Loop (HiL)-Versuche durchgeführt. Diese werden in Kapitel 5.5 beschrieben. Bei diesen Versuchen wird die Luftfeder mit einem virtuellen Viertelfahrzeug gekoppelt, das parallel in einer Echtzeitsimulationsumgebung von dSPACE simuliert wird. Die HiL-Versuche ermöglichen es, die aktive Luftfeder durch einfache Parametervariationen des virtuellen

Systems (unterschiedliche Beladungen, Anregungen, usw.) oder des Reglers, bei unterschiedlichen Testszenarien zu untersuchen. Diese Ergebnisse können direkt in die Entwicklungsphase zurückgespiegelt werden. So können die Entwicklungszeit und -kosten, verglichen mit Tests im realen System, deutlich verkürzt werden.

4.4 Realisiertes aktives Luftfedersystem

Das realisierte Gesamtsystem der aktiven Luftfeder, welches aus der Luftfeder, dem hydraulischen Aktor, der hydraulischen Leistungsversorgung und dem Regler besteht, ist in Abbildung 4.11 schematisch gezeigt. In den folgenden Abschnitten wird kurz auf die wichtigsten Teilsysteme eingegangen¹. In Anhang B.2 ist eine Liste aller verwendeten Komponenten zu finden.

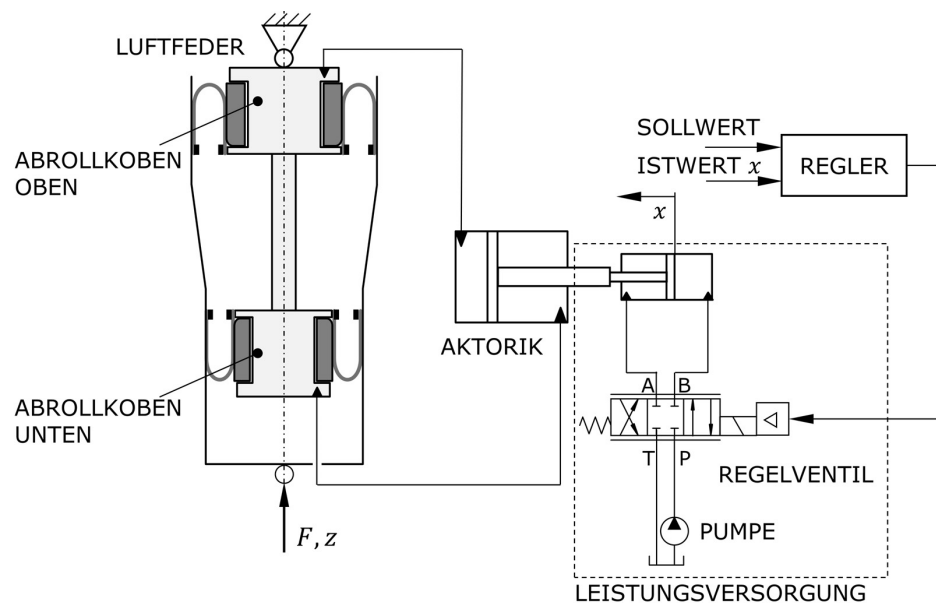


Abbildung 4.11 – Das Gesamtsystem der aktiven Luftfeder, in Anlehnung an [46, 73].

Aktive Luftfeder

In Abbildung 4.12 ist der Funktionsdemonstator der aktiven Luftfeder gezeigt. Der obere und der untere Abrollkolben sind über die Kolbenstange

¹ Für weiterführende technische Informationen über den Aufbau des Prototyps (Auslegungsrechnungen, Detailkonstruktionen usw.) wird auf [42] verwiesen.

verbunden und der Druckraum wird über die beiden Rollbälge gedichtet. Beim Einfedern bewegen sich die beiden Abrollkolben relativ zu der Außenführung. Es besteht die Möglichkeit, eine Blende für eine pneumatische Dämpfung nachzurüsten. Das Volumen in der Konstruktionslage beträgt ca. 2.8 l. Es kann aber durch Einbau einer Kunststoffhohlwelle, die über die Kolbenstange gezogen wird, so reduziert werden, dass es dem Auslegungsvolumen (vgl. Tabelle 4.2) entspricht¹.

Aktorik

Der hydraulische Aktor setzt sich aus den beiden verstellbaren Luftfederabrollkolben und der Ansteuerung zusammen. Der obere Abrollkolben ist in Abbildung 4.13 in einer Schnittdarstellung gezeigt. Der untere Abrollkolben ist – wie bereits beschrieben – ähnlich aufgebaut. Die Fertigung beider Aktoren erfolgte am Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen der TU Darmstadt im Rahmen des SFB 805.

Die beiden Abrollkolben werden jeweils an eine Kammer eines doppeltwirkenden Zylinders angeschlossen und über diesen gemeinsam angesteuert. Durch Verfahren des Zylinders wird jeweils eine Druckkammer vergrößert und eine verkleinert – ein Aktor fährt ein und der andere aus. Somit können die Kolbenradien $r_{K,1}$ bzw. $r_{K,2}$ über eine einfache Wegregelung der Position x des Zylinders eingestellt werden. Die Hydraulik ist trocken, da die Kammern geschlossen und leakagefrei sind. Das Konzept ermöglicht eine Regeneration der beim selbsttätigen Einfahren eines Aktors abgegebenen Energie². Diese wird direkt dem ausfahrenden Aktor zugeführt und es müssen nur Differenzkräfte vom Antrieb gestellt werden. Der Antrieb des Zylinders kann beispielsweise hydraulisch oder elektromechanisch erfolgen.

¹ BIEBERSTEIN, „Fertigstellung und Inbetriebnahme einer aktiven Luftfeder mit verstellbarem Abrollkolben (Betreuer: P. Hedrich)“, ([11], 2016)

² BRÖTZ, „Konstruktion und Inbetriebnahme eines hydraulischen Aktors für eine aktive Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“, ([14], 2017)

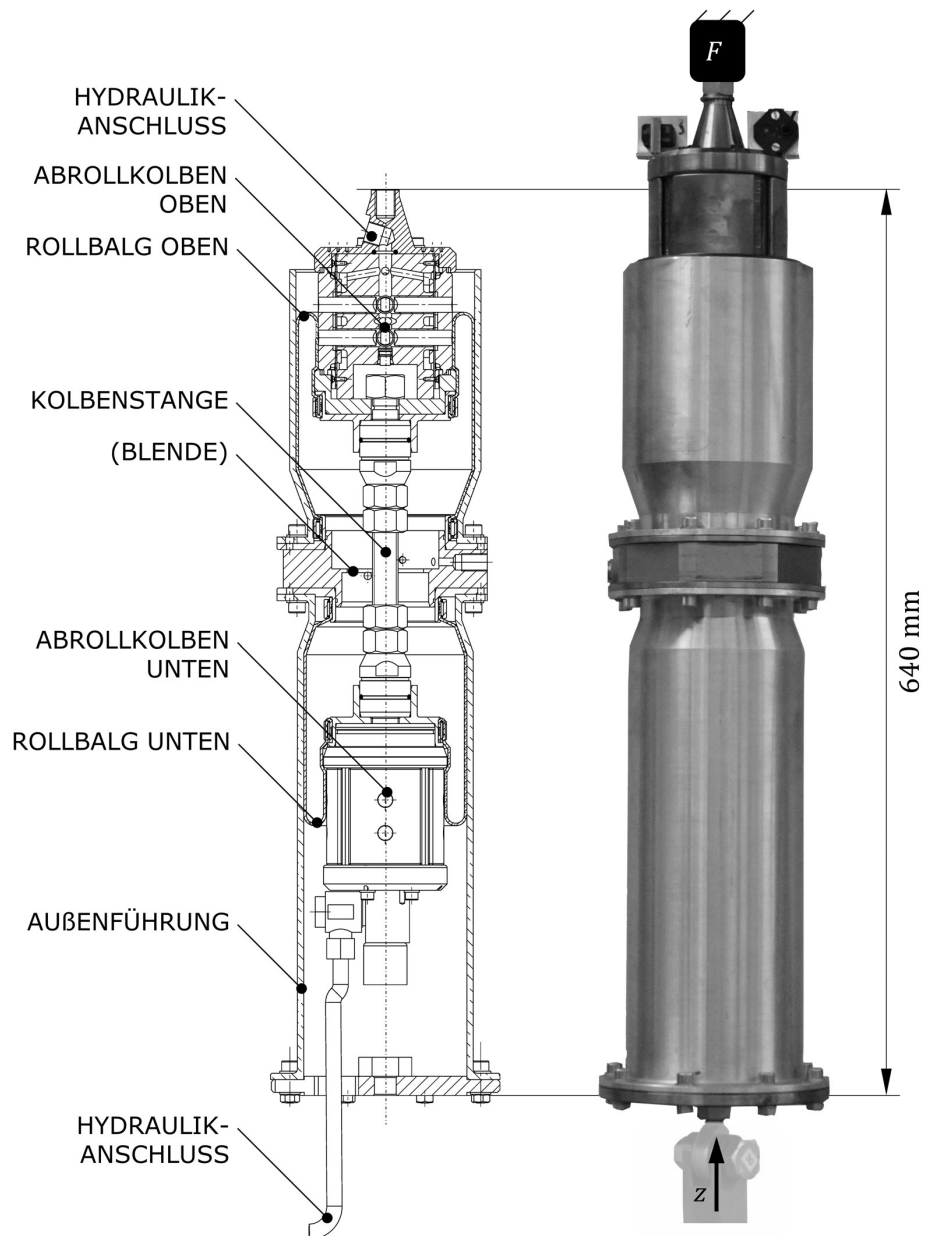


Abbildung 4.12 – Der Funktionsdemonstrator der aktiven Luftfeder mit zwei hydraulisch verstellbaren Abrollkolben.

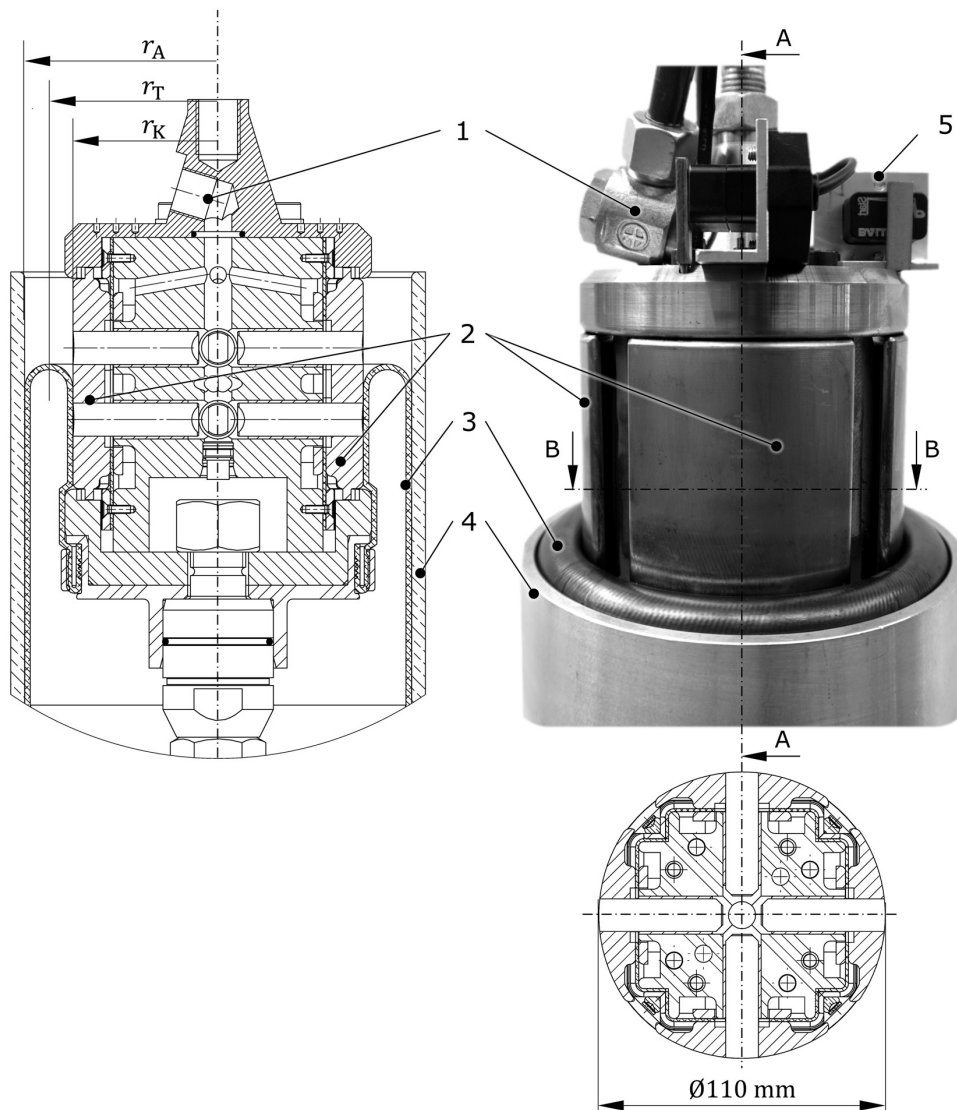


Abbildung 4.13 – Der Luftfederabrollkolben mit hydraulisch verstellbarem Kolbendradius r_K . (1) ist der hydraulische Anschluss, (2) die verfahrbaren Segmente, (3) der Luftfederrollbalg und (4) die Luftfederaußenführung. Im Versuch wird die Position der Abrollkolbensegmente mit induktiven Sensoren (5) gemessen.

Ansteuerung und Leistungsversorgung

Für den Funktionsdemonstrator wird ein doppelwirkender Hydraulikzylinder verwendet, um den Zylinder der Aktorik zu verfahren. Die Regelung des Wegs x erfolgt über ein direktgesteuertes 4/3-Regel-Wegeventil durch Vorgabe

der Ventilspannung U_v . Zur hydraulischen Leistungsversorgung wird eine Pumpe des MBC-Systems von Daimler verwendet. Es handelt sich um eine sauggedrosselte Radialkolbenpumpe, die einen maximalen Volumenstrom von 11 l/min bei dem Systemdruck 175 bar(a.) und der Nenndrehzahl 1750 l/min liefert¹. Diese wird über einen Asynchron-Elektromotor angetrieben. Es konnte gezeigt werden, dass die Pumpe in dem typischen Einsatzbereich der Luftfeder vereinfacht als Druckquelle betrachtet werden kann^{1,2}.

4.5 Fazit

In diesem Kapitel wurde das methodische Vorgehen bei der Produktentwicklung des Funktionsdemonstrators der aktiven Luftfeder vorgestellt. Die Entwicklung des Prototyps erfolgte mit der Resilienten Produktentwicklung, mit der Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess beherrscht werden kann. Diese tritt beim Übergang von Funktions- zur Baustruktur, aufgrund wesentlich (Ignoranz) oder unwissentlich (Unwissen) vernachlässigter Interaktion von Modulen sowie bei der Planung der Produktentwicklung auf.

Die Resiliente Produktentwicklung baut auf dem Vorgehensmodell der VDI-Richtlinie 2206 auf und kombiniert diese mit dem Prinzip der Resilienz. Hierzu werden die vier Resilienzfunktionen (i) „Überwachen“, (ii) „Reagieren“, (iii) „Lernen“ und (iv) „Antizipieren“ auf den Produktentwicklungsprozess übertragen. Durch einen Übergang von der Entwicklungs- in die Nutzungsphase in einem frühen Stadium des Produktentwicklungsprozesses und durch das Zurückspiegeln der experimentellen Ergebnisse, können die Funktionen des Produkts durch gegebenenfalls notwendige Anpassungen in der Entwicklung sichergestellt werden. Dies kann als „Überwachen“ und „Reagieren“ zusammengefasst werden. Die Ergebnisse werden zum „Lernen“, beispielsweise durch eine Modelladaption der vorhandenen Simulationsmodelle, genutzt. Mit diesen verbesserten Modellen kann das Ist-Verhalten des Produkts vorhergesagt und dessen Design angepasst werden. Diesen Vorgang beschreibt die Resilienzfunktion „Antizipieren“. Diese Schritte werden so lange durchlaufen, bis die Ist-eigenschaften die Soll-eigenschaften hinreichend gut erfüllen.

Angewendet wurde diese Methode bei der Entwicklung der Aktorik der aktiven Luftfeder. Insbesondere durch das ständige „Überwachen“ und „Reagieren“ wurden Abweichungen des Ist- vom Sollzustand in der Nutzung erkannt und

¹ WANG, „Aufbau, Inbetriebnahme und Charakterisierung der hydraulischen Leistungsversorgung eines aktiven Fahrwerks (Betreuer: P. Hedrich)“, ([134], 2017)

² Der detaillierte Hydraulikschaltplan befindet sich in Anhang B.3.

das Design wurde bereits in der frühen Entwicklungsphase angepasst. Dies konnte am Beispiel der Klemmung der Dichtungsmembran gezeigt werden.

Die Anforderungen an die Aktorik der Luftfeder, die in den Abrollkolben integriert ist, wie beispielsweise die benötigten Stellwege, wurden mit der erarbeiteten Auslegungsmethodik bestimmt. Die aktive Luftfeder kann bei einer statischen Last von 2850 N und einem Druck von 14 bar(a.) eine Kraft von ca. ± 1.2 kN stellen.

Kapitel 5

Aktive Luftfeder im Hardware-in-the-Loop-Versuch

In diesem Kapitel wird die experimentelle Validierung des Funktionsprototyps der aktiven Luftfeder dargelegt. Im ersten Abschnitt wird zunächst die verwendete Echtzeitversuchsumgebung, mit der die Hardware-in-the-Loop (HiL)-Versuche durchgeführt werden, vorgestellt. Im nächsten Schritt erfolgt die experimentelle Identifizierung des Übertragungsverhaltens der hydraulischen Aktorik und der Luftfeder. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird die Vertikaldynamikregelung implementiert und die Robustheit bei auftretender Unsicherheit in der Nutzung – wie variierender Beladung oder Anregung – gezeigt. Anschließend erfolgt die Untersuchung des Funktionsprototyps mithilfe der HiL-Versuche bei Überfahrten von stochastischen Straßen und Einzelhindernissen. Im Zuge der Untersuchungen wird der Einfluss des Übertragungsverhaltens der Prüfmaschine auf die Ergebnisse der HiL-Versuche quantifiziert. Die HiL-Versuche werden verwendet, um den Leistungsbedarf des aktiven Systems unter realistischen Bedingungen zu bestimmen. Abschließend wird das Langzeitverhalten des Systems im Dauerversuch ermittelt. Hierzu wird über einen längeren Zeitraum ein typisches Straßenprofil, das an einen Fahrzyklus zur Messung von Schadstoffemissionen angelehnt ist, überfahren. Es wird überprüft, ob die Standfestigkeit des Prototyps ausreicht, um ihn im SFB-Demonstrator (siehe Kapitel 1.4) einzusetzen. Ferner werden die Ergebnisse des Dauerversuchs genutzt, um die Wiederholbarkeit der Messungen zu zeigen.

5.1 Echtzeitversuchsumgebung

5.1.1 Hardware-in-the-Loop

Der Begriff „*Hardware-in-the-Loop-Versuch*“ bezeichnet den Betrieb realer Komponenten in Verbindung mit echtzeit-simulierten Komponenten^{1,2}. Die Simulation der Komponenten erfolgt in Echtzeit, um sicherzustellen, dass die Ein- und Ausgangssignale die gleiche Zeitabhängigkeit wie die realen Komponenten aufweisen. Die ersten HiL-Versuche wurden 1936 zur Simulation von Instrumenten in einem Flugzeugcockpit eingesetzt¹. Mitte der 1960er-Jahre wurden elektrische und hydraulische Aktoren verwendet, um eine zusätzliche Bewegung des Cockpits zu simulieren¹. Seit Ende der 1960er-Jahre werden HiL-Versuche auch zur Simulation des Erdbebenverhaltens von Strukturen und Bauteilen eingesetzt^{3,4}. Seit den 1980er Jahren wurde HiL vor allem an Universitäten sowie Forschungs- und Entwicklungsabteilungen für die Untersuchung von Komponenten (z. B. neue Aktoren für aktive Fahrwerke) eingesetzt^{5,6}.

Vereinfacht sind HiL-Versuche eine Symbiose aus Versuch und Simulation. Daraus ergeben sich mannigfaltige Vorteile gegenüber dem klassischen Versuch und der reinen Simulation^{1,2,7}:

- (i) Reale Systemkomponenten können bereits in einer frühen Entwicklungsphase – noch bevor ein vollständiger Systemprototyp gebaut ist – im virtuellen System getestet werden. Somit können Kosten und Entwicklungszeit gespart werden.
- (ii) Die Versuchsbedingungen sind sehr gut reproduzierbar und häufige Wiederholungen einfach möglich.

¹ ISERMANN, SCHAFFNIT UND SINSEL, „Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems“, ([61], 1999)

² LEDIN, „Hardware-in-the-Loop Simulation“, ([71], 1999)

³ NAKASHIMA, „Development, Potential, and Limitations of Real-Time Online (Pseudo-Dynamic) Testing“, ([87], 2001)

⁴ In diesem Rahmen wird allerdings oft von „*hybrider Simulation*“ oder „*Online-Test*“ gesprochen. Der Begriff „*Hardware-in-the-Loop-Simulation*“ ist ebenfalls weit verbreitet.

⁵ SCHUETTE UND WAEFTERMANN, „Hardware-in-the-Loop Testing of Vehicle Dynamics Controllers – A Technical Survey“, ([116], 2005)

⁶ RIEGER UND SCHIEHLEN, „Active versus passive control of vehicle suspensions - hardware in the loop experiments“, ([108], 1994)

⁷ SARHADI UND YOUSEFPOUR, „State of the art: hardware in the loop modeling and simulation with its applications in design, development and implementation of system and control software“, ([112], 2014)

- (iii) Parameter des virtuellen Systems können mit geringem Aufwand geändert werden, um unterschiedliche Testszenarien abzubilden.
- (iv) Hard- und Software (z. B. Regelungen) können ohne die Notwendigkeit eines realen Prozesses betrieben werden, der (reale) Versuch kann ins Labor verlagert werden.
- (v) Es können Auswirkungen von Fehlern und Ausfällen von Aktoren, Sensoren und Rechnern auf das Gesamtsystem untersucht werden, ohne dieses zu zerstören und hohe Kosten zu verursachen.
- (vi) Die Durchführung von Untersuchungen, die am realen Gesamtsystem gefährlich sind, werden möglich.
- (vii) Komponenten, die schwer modelliert werden können, weil sie beispielsweise hochgradig nichtlinear sind, können als reale Bauteile mit der Simulation verknüpft werden.

Dem gegenüber stehen vor allem folgende Nachteile:

- (i) Für die Durchführung der HiL-Versuche wird eine echtzeitfähige Hard- und Software benötigt.
- (ii) Die für die Versuche benötigte Infrastruktur kann die Ergebnisse aufgrund von Signallaufzeiten, Filterungen, Dynamik der Prüfmaschine usw. beeinflussen.
- (iii) Möglicherweise kann ein theoretisch stabiles System instabil werden. Eine zusätzliche Phasenverschiebung zwischen Stellkraft und berechneter Einfederung kann beispielsweise zu einer Anfachung eines schwingungsfähigen Systems führen.
- (iv) Die Modellierung des virtuellen Systems sollte in adäquater Granularität erfolgen – beispielsweise muss ein Kompromiss zwischen der Komplexität des Modells und der Programmlaufzeit getroffen werden. Es ist davon auszugehen, dass das Modell die relevante Wirklichkeit nie komplett abbilden kann, wie Abbildung 1.8 zeigt.

Zusammenfassend ist die Methode „*Hardware-in-the-Loop-Versuch*“ geeignet, um die aktive Luftfeder unter realistischen Bedingungen zu untersuchen. Die Ergebnisse werden zum einen im Sinne der resilienten Produktentwicklung zurück in die Entwicklung gespiegelt und zum anderen werden sie genutzt, um Modelle zu validieren und unterschiedliche Vertikaldynamikregler zu untersuchen.

5.1.2 Verwendete HiL-Versuchsumgebung

Bei den HiL-Versuchen wird die aktive Luftfeder mit dem virtuellen Viertelfahrzeug, das parallel in einer Echtzeitsimulationsumgebung von dSPACE¹ simuliert wird, gekoppelt. Der prinzipielle Aufbau und die Signalflüsse bei den HiL-Versuchen sind in Abbildung 5.1 in einer vereinfachten Form dargestellt. Die in der Echtzeitsimulation berechnete Einfederung der Luftfeder wird an die Einachsprüfmaschine² übermittelt, welche sie über eine interne Wegregelung einstellt. Die gemessene Axialkraftantwort F wird in die Simulation zurückgeführt. Somit handelt es sich um eine „closed loop simulation“. Der Regler wird ebenfalls in dem Simulationsmodell abgebildet.

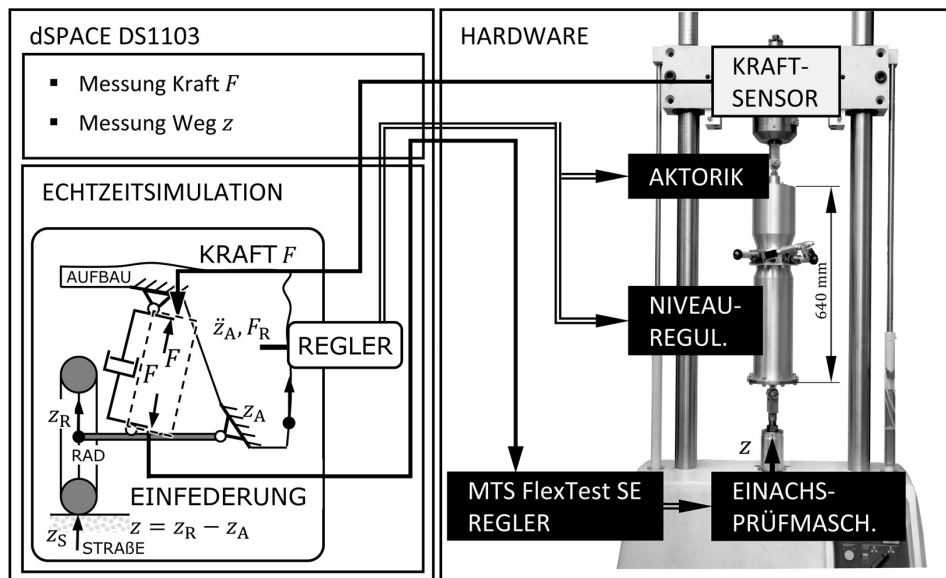


Abbildung 5.1 – Prinzipieller Aufbau bei den HiL-Versuchen mit der aktiven Luftfeder in Anlehnung an [46].

Das softwareseitig simulierte System entspricht dem in Abbildung 3.2 gezeigten Viertelfahrzeugmodell ohne die Steifigkeit c_A . Die Federkraft F wird durch die reale Luftfeder erzeugt. Der Dämpfer mit der Dämpfungskonstante

¹ Für alle Versuche wird das dSPACE DS1103 PPC Controller Board verwendet. Das Simulationsmodell wird in MATLAB/SIMULINK aufgebaut und auf das dSPACE-System übertragen. Sofern nicht anders beschrieben, wird für alle Experimente der ode3-Solver mit einer festen Schrittweite von 1 ms verwendet. Dieser Löser verwendet die Bogacki-Shampine Variante der Runge-Kutta-Methode.

² Es handelt es sich um die Prüfmaschine MTS Test Damper System 850.

d_A wird hingegen simuliert¹.

Bei den Komponentenversuchen mit der Luftfeder (Kapitel 5.3.1) wird die Solleinfederung direkt vorgegeben und das Viertelfahrzeug nicht mitsimuliert.

Die Messdatenerfassung erfolgt über das dSPACE-System, das über die XiL-Schnittstelle direkt codebasiert über MATLAB angesteuert wird. Die Signale werden online über einen Butterworthfilter zweiter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 170 Hz geglättet². In Abbildung 5.2 und Tabelle 5.1 sind die wichtigsten Messgrößen und ihre Messstellen dargestellt. Eine Liste der verwendeten Sensorik und ein detaillierter Schaltplan sind in Anhang B.2 und Anhang B.3 zu finden.

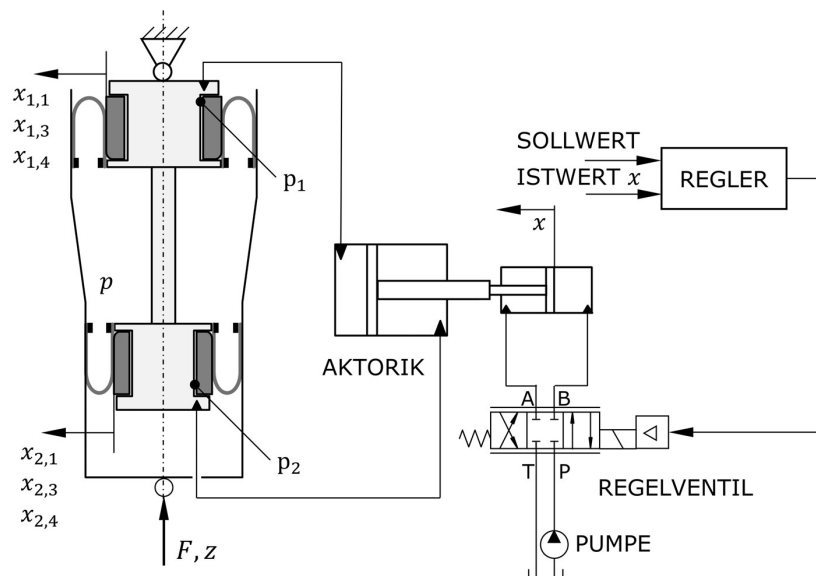


Abbildung 5.2 – Schematischer Aufbau für die Versuche mit dem aktiven Luftfedersystem sowie relevante Messgrößen.

In Voruntersuchungen konnten zwei Quellen für Messunsicherheit detektiert werden:

¹ Details zu dem HiL-Aufbau werden in Kapitel 5.5.1 beschrieben.

² Die analogen Messsignale der Kraft F und der Einfederung z werden aus dem MTS-Regler ausgeführt – leider ist unbekannt wie die Signale vor der Ausgabe im Regler bearbeitet werden. In Voruntersuchungen wurde aus diesem Grund überprüft, ob Aliasing-Effekte bei den Messungen auftreten. Es konnte gezeigt werden, dass dies im physikalischen relevanten Frequenzbereich bis ca. 25 Hz nicht der Fall ist.

Tabelle 5.1 – Liste relevanter Messgrößen

Variable	Messgröße
p	Luftfederdruck
p_1	Hydraulikdruck Kammer 1 (oben)
p_2	Hydraulikdruck Kammer 2 (unten)
$x_{1,1}$	Position Segment 1.1 (oben)
$x_{1,3}$	Position Segment 1.3 (oben)
$x_{1,4}$	Position Segment 1.4 (oben)
$x_{2,1}$	Position Segment 2.1 (unten)
$x_{2,3}$	Position Segment 2.3 (unten)
$x_{2,4}$	Position Segment 2.4. (unten)
x	Position Hydraulikzylinder

- (i) Wenn die aktive Luftfeder mit der Prüfmaschine im Frequenzbereich von ca. 13.5 Hz betrieben wird, kommt es aufgrund von Eigenschwingungen der Prüfmaschinenstruktur zu einer fehlerhaften Axialkraftmessung. Aus diesem Grund wird ein Beschleunigungsaufnehmer am Querkopf der Prüfmaschine angebracht und bei allen Messungen zusätzlich dessen Beschleunigung in z-Richtung aufgenommen. Durch einen Offline-Vergleich mit Referenzmessungen kann so nachträglich sichergestellt werden, dass keine Störung der Kraftmessung vorliegt¹.
- (ii) Die Drehzahl der Axialkolbenpumpe, die zur Leistungsverorgung der Prüfmaschine verwendet wird, beeinflusst ebenfalls das gemessene Kraftsignal. Die Frequenz dieses Störsignals ist allerdings hochfrequent und liegt im Bereich der verwendeten Abtastfrequenz von 1 kHz nahe der Nyquistfrequenz und somit außerhalb des für die Messungen relevanten Frequenzbereichs bis 25 Hz.

5.2 Identifizierung des hydraulischen Aktors

Das Blockschaltbild des hydraulischen Aktors ist in Abbildung 5.3 gezeigt. Der Aktoreingang u_{Akt} entspricht dem Sollwert der Aktorkraft. Aus dieser

¹ Ergebnisse aus Beispielmessungen befinden sich in Anhang B.4.

wird mithilfe des Faktors \hat{K} der Sollweg der Aktorik x_{soll} bestimmt¹. Dieser wird über die innere Regelung durch Vorgabe der Ventilsollspannung U_V eingeregelt und somit werden die beiden Abrollkolbenradien $r_{K,1}$ und $r_{K,2}$ verstellt. Daraus resultiert die Istkraft der Aktorik² ΔF_{Akt} .

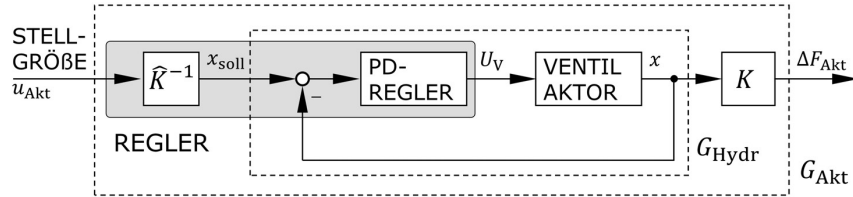


Abbildung 5.3 – Blockschaltbild des geregelten Aktors in Anlehnung an [46, 73].

Davon ausgehend, dass die Hydraulik der Aktorik nicht ideal steif ist, wird ein IT_1 -Verhalten für die Strecke angesetzt. Im Versuch wird die Aktorik mit einem P-Regler bei verschiedenen Verstärkungen und monofrequenter Sollwegvorgabe betrieben. Das resultierende PT_2 -Verhalten des geschlossenen Regelkreises wird aus diesen Messungen identifiziert und das Streckenverhalten bestimmt. Mit diesem erfolgt die Reglerauslegung³. Um dem Phasenabfall aufgrund der Systemnachgiebigkeit bei größeren Frequenzen entgegen zu wirken, wird ein PD-Regler mit Realisierungspol – also ein PDT_1 -Regler – verwendet. Der Realisierungspol wird auf die Grenzfrequenz von 25 Hz festgelegt. Die Nullstelle des Reglers wird zunächst so gesetzt, dass sie den Streckenpol in der linken Halbebene kompensiert. Im Versuch wird dann die Lage der Nullstelle und die Reglerverstärkung so angepasst, dass das Regelverhalten zufriedenstellend wird. Abschließend wird die Übertragungsfunktion der geschlossenen Regelstrecke – ein PT_3 -Glieder mit einer Nullstelle bzw. ein PDT_3 -Glieder – im Versuch identifiziert. Es ist zu erkennen, dass das Aktorverhalten im Bereich bis ca. 10 Hz annähernd dem eines PT_1 -Glieder mit einer Grenzfrequenz von 5 Hz entspricht⁴ und die aktive Luftfeder ein langsam-aktives System ist.

¹ Die Berechnung von \hat{K} erfolgt in Anhang A.6. Dieser einfache lineare Zusammenhang konnte in Messungen bestätigt werden.

² Bei der Konstanten K handelt es sich um einen Streckenparameter, \hat{K} hingegen ist ein angenommener Parameter.

³ LENZ, *Methodischer Reglerentwurf für eine aktive Luftfeder unter Unsicherheit*, ([72], 2017)

⁴ Allerdings fällt die Phase etwas stärker ab.

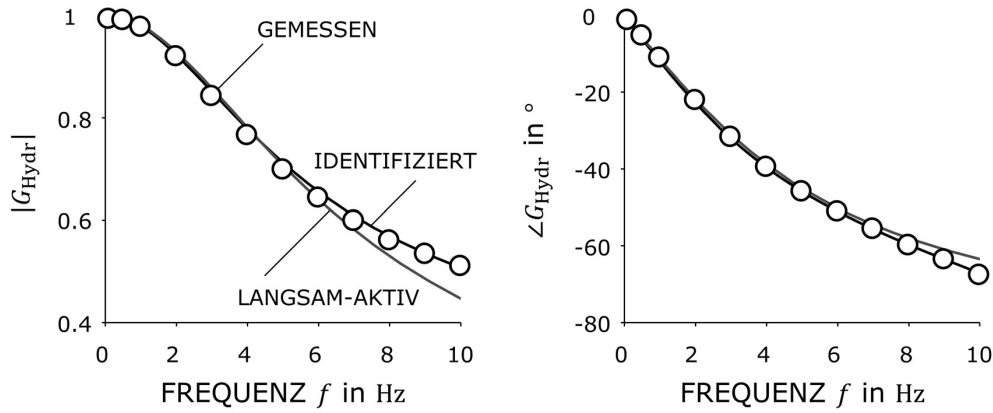


Abbildung 5.4 – Amplituden- und Phasengang des geregelten Hydraulikaktors in Anlehnung an [46]. Die Messung erfolgt bei der Sollamplitude der Aktorik x_{soll} von 3 mm.

Aus den gemessenen Punkten wird die Übertragungsfunktion

$$G_{\text{Hydr}}(s) = \frac{6\,097s + 5.226 \cdot 10^5}{s^3 + 209.1s^2 + 2.391 \cdot 10^4s + 5.272 \cdot 10^5} \quad (5.1)$$

identifiziert.

5.3 Identifizierung der Luftfeder

Die aktive Luftfeder wird in zwei Schritten identifiziert. Im ersten Schritt wird die Luftfeder passiv betrieben – das bedeutet, dass die Abrollkolben im Betrieb nicht verstellt werden. Das Verhalten des Grundsystems wird bei unterschiedlichen monofrequenten Anregungen im Frequenzbereich von (0.1...25) Hz bei verschiedenen Amplituden bis 15 mm bestimmt. Die Messdurchführung erfolgt nach der Prüfspezifikation für Luftfedern¹. Im zweiten Schritt wird die Luftfeder aktiv betrieben. Mit diesen Versuchen wird zum einen die Funktionsfähigkeit des Prototyps gezeigt und zum anderen die Modellbildung aus Kapitel 2.5 validiert.

5.3.1 Passiver Betrieb der Luftfeder

In Abbildung 5.5 sind exemplarisch vier gemessene Kraft-Einfederungs-Kurven bei Vorgabe einer harmonischen Solleinfederung von 3 mm und 10 mm bei

¹ PUFF UND PELZ, *Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern*, ([103], 2009)

den Frequenzen 0.1 Hz und 10 Hz abgebildet. Alle Frequenzanteile über 50 Hz sind über eine Filterung im Frequenzbereich entfernt worden.

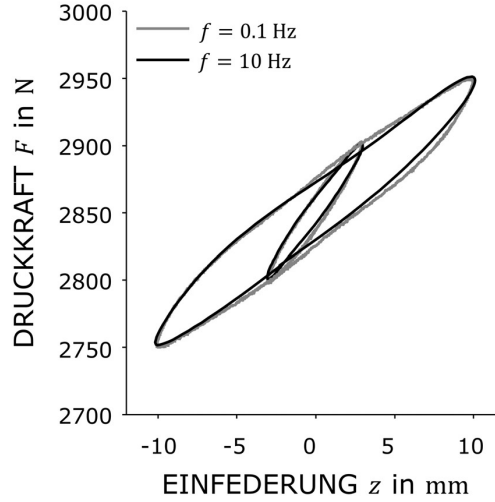


Abbildung 5.5 – Gemessene Kraft-Einfederungs-Kurven (gefiltert) bei einem statischen Druck von 13.8 bar(a.) in Anlehnung an [73].

Die Verläufe der Hysterese zeigen, dass die linearisierte Steifigkeit

$$c_{\text{lin}} := \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2 z_{\text{max}}} \quad (5.2)$$

wesentlich von der Einfederungsamplitude z_{max} abhängt. Die Einfederungsfrequenz f hat hingegen einen vernachlässigbaren Einfluss. Dies spiegelt sich auch in den Verläufen der linearisierten Steifigkeit (Abbildung 5.6, links) wider. Mit zunehmender Einfederungsamplitude z_{max} nimmt die Steifigkeit ab. Bei der Amplitude 10 mm ist sie beispielsweise ca. 10 000 N/m, bei 3 mm nimmt sie einen Wert von 14 000 N/m an. In den durchgeführten Versuchen zur Regelung hat sich gezeigt, dass das Systemverhalten bei stochastischer Straßenanregung mit einer linearen Federsteifigkeit von 10 000 N/m gut beschrieben werden kann.

Die identifizierte lineare Steifigkeit ist ca. 50 % größer als die lineare thermodynamische Steifigkeit der Luftfeder

$$c_{\text{th,lin}} := \gamma p_0 \frac{A_v A_T}{V_0} . \quad (5.3)$$

Verursacht wird diese Abweichung durch den rheologischen Kraftanteil der Luftfeder – der sogenannten Walkkraft. Diese entsteht aufgrund der Verformung des Rollbalgs beim Abrollen und setzt sich aus einem viskoelastischen

und einem viskoplastischen Anteil zusammen. Der viskoplastische Anteil entsteht durch die innere Materialreibung im Elastomer und den Armierungsfäden, der Reibung zwischen den Fäden und dem Elastomer sowie der Reibung zwischen dem Elastomer und der Außen- und Innenführung der Luftfeder¹. Diese Reibung wirkt sich negativ auf den Abrollkomfort (harshness) aus und ist aus diesem Grund unerwünscht². Der Prototyp hat im Verhältnis eine hohe Reibung. Ursachen sind zum einen die relativ kleinen Rollfaltendurchmesser von 15 mm und die Einbuchtungen zwischen den Segmenten am Abrollkolben. Um dieses Problem technologisch zu beherrschen, müsste ein spezieller Rollbalg für die aktive Luftfeder entwickelt und das Design der Abrollkolben verbessert werden.

Im Modell kann die Walkkraft beispielsweise als eine Parallelschaltung mehrerer Prandtl-Elemente – einer Reihenschaltung von einer Feder mit einem Reibelement – beschrieben werden¹. Da dieser Ansatz allerdings nicht in den linearen Reglerentwurf integriert werden kann, wird untersucht, ob die Reibung über einen linearen Dämpfer approximiert werden kann.

Die Dissipationsenergie eines linearen Dämpfers entspricht bei monofrequenter Anregung mit der Frequenz f und der Einfederungsamplitude \hat{z} dem Flächeninhalt der Ellipse mit den Halbachsen \hat{z} und $F_{D,lin} = \hat{z}d_{lin}$. Diese Energie wird mit der in der Luftfeder dissipierten Energie $W_D = \oint F dz$, die der eingeschlossenen Fläche der Hysteresekurve entspricht, gleichgesetzt. Somit gilt für die approximierte Dämpfung³

$$\begin{aligned} d_{lin} &:= \frac{\oint F dz}{\pi F_{D,lin} \hat{z}} \\ &= \frac{\oint F dz}{2\pi^2 f \hat{z}^2} . \end{aligned} \quad (5.4)$$

Im rechten Diagramm von Abbildung 5.6 ist die so ermittelte lineare Dämpfungskonstante der Luftfeder d_{lin} für verschiedene harmonische Anregungen aufgetragen. Der hyperbelähnliche Verlauf zeigt, dass die Reibung geschwindigkeitsunabhängig ist und eine Beschreibung mit einem linearen Dämpfer

¹ PELZ UND MESS, „Luftfederung und Luftdämpfung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit“, ([97], 2007)

² BERG, „Luftfedern“, ([10], 2002)

³ Alternativ kann die lineare Steifigkeit und Dämpfung der Luftfeder auch über den Zusammenhang $\ddot{F}_1/\ddot{z}_1 = c_{lin} + 2\pi f d_{lin}$ bestimmt werden [73]. Die Fourierkoeffizienten der Grundsicherungen von Kraft \ddot{F}_1 und Einfederung \ddot{z}_1 werden aus den Messdaten ermittelt. Dieser Ansatz führt zu einem ähnlichen Ergebnis.

nicht zielführend ist¹.

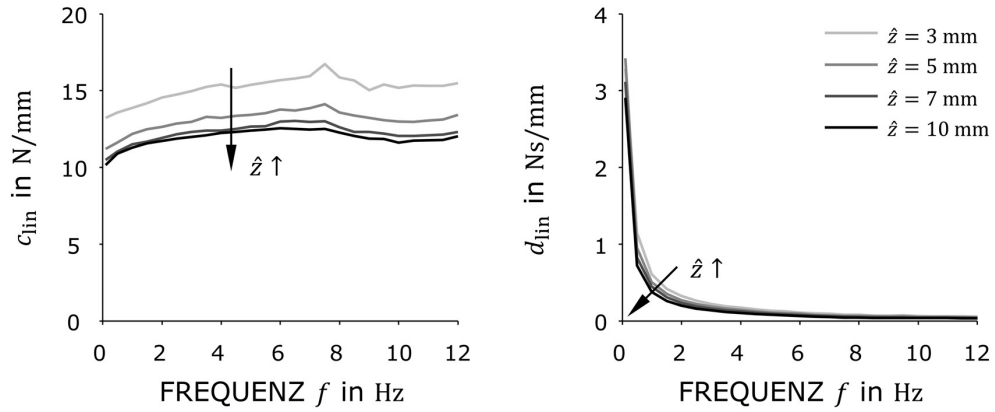


Abbildung 5.6 – Verläufe der gemessenen linearisierten Steifigkeit und Dämpfungskonstante der Luftfeder bei unterschiedlichen harmonischen Weganregungen mit der Amplitude \hat{z} und der Frequenz f bei einem Raster von 0.5 Hz in Anlehnung an [73].

5.3.2 Aktiver Betrieb der Luftfeder

In diesem Abschnitt wird die Funktionsfähigkeit der Aktorik gezeigt. Zunächst wird das Kennfeld der Tragfläche A_T sowie das der Axialkraft F in Abhängigkeit der Einfederung z und der Aktorposition x betrachtet. Danach wird der Vier-Quadranten-Betrieb im Kraft-Einfederungs-Diagramm gezeigt.

Kennfelder der aktiven Luftfeder

In Abbildung 5.7 werden gemessene und berechnete Kennfelder gegenübergestellt. Die Berechnung der Tragfläche erfolgt mit den Gleichungen (2.33) und (2.27). Aus der Tragfläche und dem Luftfederdruck p wird mit Gl. (2.32) die resultierende Kraft F bestimmt. Der Druck wird unter Annahme einer adiabaten Zustandsänderung bestimmt².

¹ Dies wird auch aus der Betrachtung der Kraft-Einfederungs-Hysterse-Kurven in Abbildung 5.5 deutlich.

² Da der Übergang zwischen isothermer und adiabater Zustandsänderung bei einer Luftfeder – wie bereits erwähnt – zwischen 0.001 Hz und 0.1 Hz liegt und die typischen Frequenzen bei den durchgeführten Messungen mindestens eine Größenordnung größer sind, ist diese Annahme gerechtfertigt.

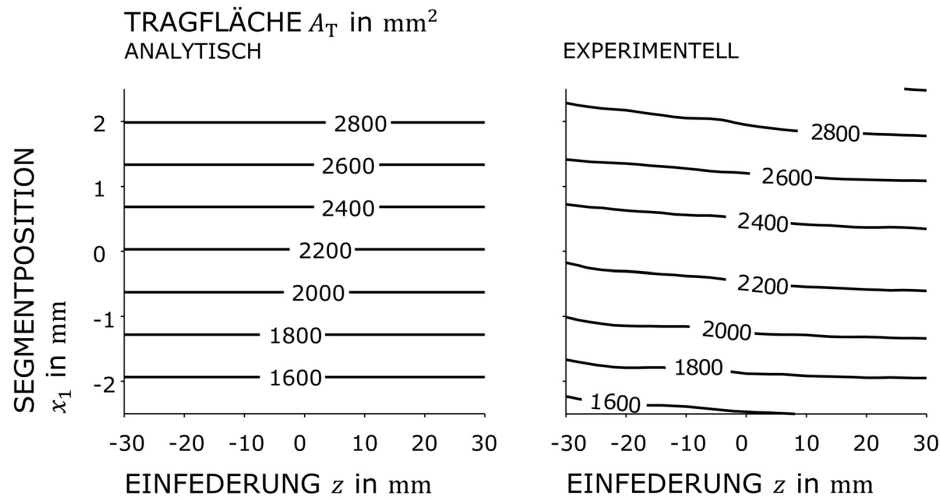
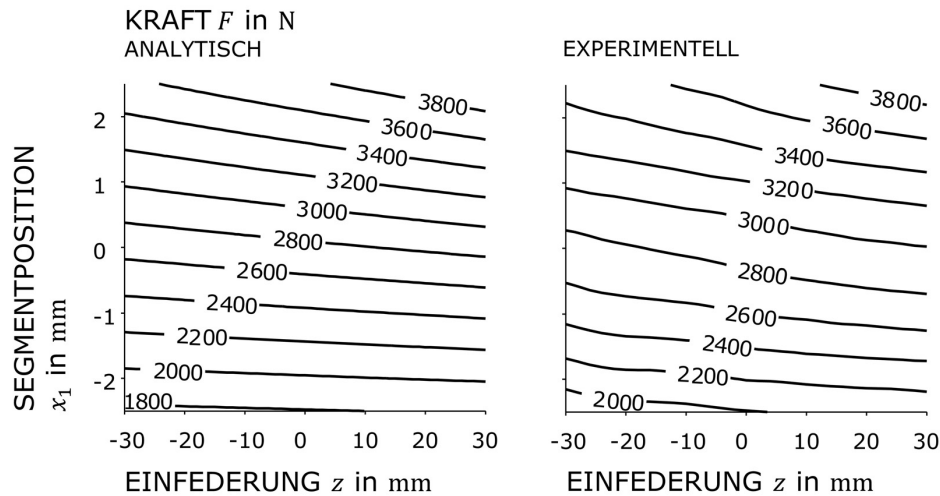
(a) Tragfläche A_T der aktiven Luftfeder.(b) Resultierende Druckkraft F der aktiven Luftfeder.

Abbildung 5.7 – Vergleich zwischen der analytisch berechneten und der gemessenen Tragfläche der Luftfeder sowie der resultierenden Druckkraft in Abhängigkeit der Position des oberen Aktors x_1 und der Einfederung der Luftfeder z bei einem statischen Druck von 13.8 bar(a.).

Der Vergleich zwischen Messung und Versuch zeigt gute qualitative und quantitative Übereinstimmungen. Die vorhandenen geringen Abweichungen resultieren zum einen daraus, dass die Tragflächen aufgrund der Aussparungen zwischen den Segmenten, in die sich der Rollbalg legt, nicht ideal kreisförmig sind. Zum anderen ist die Aktorik nicht ideal steif – dies wird auch aus Abbildung 5.8 deutlich¹.

In Abbildung 5.8 sind die arithmetisch gemittelten Wege der Segmente des oberen Abrollkobens \bar{x}_1 und die des unteren Abrollkobens \bar{x}_2 in Abhängigkeit der Aktorposition x aufgetragen. Es fällt auf, dass die Kurven für unterschiedliche Einfederungen z der Luftfeder aufgrund der Nachgiebigkeit der Aktorik verschoben sind. Mit zunehmender Einfederung nimmt die Kraft auf die Segmente des oberen Abrollkobens zu – die unteren Segmente hingegen werden entlastet. Dass die Aktoren nicht ideal steif sind, liegt hauptsächlich an der Dichtungsmembran. Aus den Messungen kann eine Nachgiebigkeit von ca. $\kappa \approx 200 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ bestimmt werden². Diese stimmt mit dem Wert überein, der in Vorversuchen ermittelt wurde³. Zwar hat die Nachgiebigkeit einen Einfluss auf die Segmentpositionen, allerdings ist diese so gering, dass die Funktionsfähigkeit der Aktorik nicht beeinflusst wird. Aus den gemessenen Kennlinien lassen sich die Übersetzungen der Segmentpositionen $i_{x,1}$ und $i_{x,2}$, die den Steigungen entsprechen, bestimmen. Die experimentell bestimmten Steigungen stimmen sehr gut mit den analytisch berechneten überein, wie der Tabelle in Abbildung 5.8 entnommen werden kann. Somit entsprechen die Isteigenschaften der Aktorik den in der Produktentwicklungsphase festgelegten Solleigenschaften.

¹ Weitere Ursachen für die Abweichungen liegen in der Unsicherheit bei der Einstellung der Messpunkte und der Messdatenaufnahme. Auf eine detaillierte Fehlerdiskussion wird an dieser Stelle aufgrund der komplexen und schwer zu quantifizierenden Einflussfaktoren verzichtet.

² Die Nachgiebigkeit des Fluids kann vernachlässigt werden, vgl. Gerhard [31].

³ GERHARD, „Auslegung und Aufbau der hydraulischen Leistungsversorgung für ein aktives Federbein (Betreuer: P. Hedrich)“, ([31], 2016)

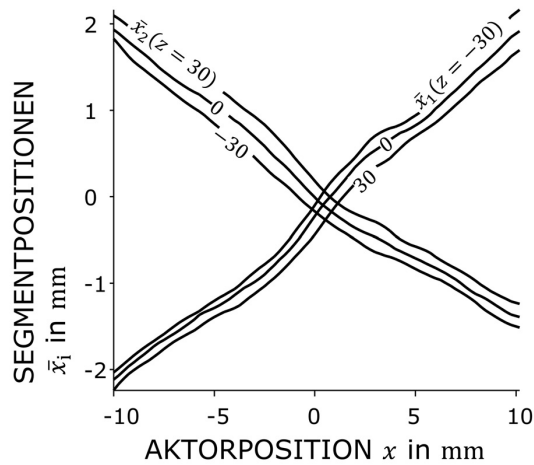


Abbildung 5.8 – Gemittelte Segmentpositionen \bar{x}_1 und \bar{x}_2 in Abhängigkeit der Aktorposition x und der Einfederung der Luftfeder z bei einem statischen Luftfederdruck von 13.8 bar(a.). Die Bestimmung der Mittelwerte erfolgt über die drei gemessenen Segmentpositionen am oberen und unteren Aktors.

Analytik

Übersetzung oben $i_{x,1} = 0.21$

Übersetzung unten $i_{x,2} = -0.17$

Experiment

Übersetzung oben $i_{x,1} = 0.22$

Übersetzung unten $i_{x,2} = -0.18$

Vier-Quadranten-Betrieb im Kraft-Einfederungs-Diagramm

Mit der aktiven Luftfeder kann über die Rückführung der Einfederung

$$u_{\text{Akt}} = k_z z \quad (5.5)$$

eine Steifigkeit emuliert werden. So ist ein Betrieb in allen vier Quadranten des Kraft-Einfederungs-Diagramms, wie in Abbildung 5.9 gezeigt, möglich. Dieser ist für ein aktives System – vgl. Abbildung 1.1 – charakteristisch.

Bei Vernachlässigung der Aktordynamik – diese Annahme ist bei niedrigen Anregungsfrequenzen bis knapp über 1 Hz gerechtfertigt, wie Abbildung 5.4 zu entnehmen ist – ist die resultierende (virtuelle) Steifigkeit der aktiven Luftfeder

$$c \approx c_0 + k_z, \quad (5.6)$$

wobei c_0 die linearisierte Steifigkeit im Arbeitspunkt ist. Über die Konstante k_z kann somit die resultierende Steifigkeit direkt vorgegeben werden. Es fällt auf, dass sich die Form der Hysteresekurven ändert, wenn diese „gedreht“ wird. Dies liegt daran, dass sich das Abrollverhalten der Rollbälle mit der Verstellung der Abrollkolbendurchmesser ändert.

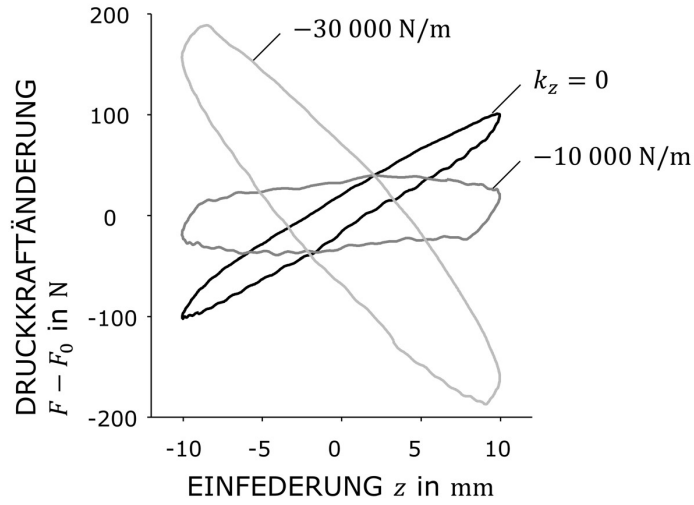


Abbildung 5.9 – Gemessener Vier-Quadranten-Betrieb im Kraft-Einfederungs-Diagramm der aktiven Luftfeder bei der Anregungsfrequenz $f = 1$ Hz. Durch die einfederungsabhängige Stellgröße $u_{\text{Akt}} = k_z z$ wird eine Steifigkeit emuliert.

5.4 Regelung der aktiven Luftfeder

Im folgenden Abschnitt wird zunächst auf die implementierte Regelung der aktiven Luftfeder für die HiL-Versuche eingegangen. Danach wird die Regelung hinsichtlich ihrer Robustheit bei veränderten Systemparametern, die im Kontext des SFB 805 als Datenunsicherheit verstanden werden, untersucht.

5.4.1 Implementierte Regler

Basierend auf den Ergebnissen zur optimalen Vertikaldynamikregelung aus Kapitel 3.3.3 werden zwei strukturbeschränkte Regler für die aktive Luftfeder ausgelegt – ein einfacher statischer Regler mit Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit

$$u_{\text{Akt}} = k_{z_A} \dot{z}_A + k_{I,z} \int z \, dt \quad (5.7)$$

und ein Skyhook-Regler mit Preview

$$u_{\text{Akt}} = k_{z_A} \dot{z}_A + k_z \dot{z} + k_{z_S} z_S + k_{\dot{z}_S} \dot{z}_S + k_{\ddot{z}_S} \ddot{z}_S + k_{I,z} \int z \, dt . \quad (5.8)$$

Der Vorteil des Preview-Konzepts ist, dass in Kombination mit einem einfachen statischen Regler – wie in Kapitel 3.3.3 gezeigt – sehr gute Regelgüten

erreicht werden können. Um sicher zu stellen, dass der Fahrzeugaufbau prinzipiell dem Straßenverlauf folgt und die Einfederung z im Mittel Null ist, wird sie zusätzlich über einen Integrator zurückgeführt. Wie bereits Streiter¹ festgestellt hat, ist dieses Vorgehen notwendig, da die Regler für sinkende Aufbaubeschleunigungen zunehmend entkoppelnd wirken. Bei niedrigen Frequenzen beeinflusst der I-Anteil den Frequenzgang für die gezeigten Regelungen nur sehr gering. Für die Auslegung des Reglers wird die zuvor identifizierte Aktorübertragungsfunktion nach Gl. (5.1) verwendet. Die Reglerparameter werden – wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben – durch Lösen des Optimierungsproblems nach Gl. (3.20) bestimmt.

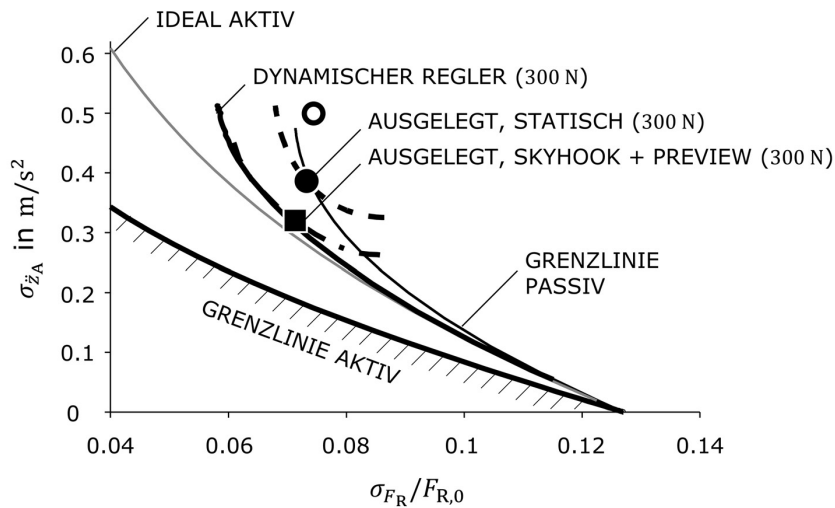


Abbildung 5.10 – Berechnete Grenzkurven für die optimale vertikaldynamische Abstimmung des aktiven Fahrwerks unter Berücksichtigung des identifizierten Aktors und ausgewählte Reglerkonfigurationen im Konflikt diagramm bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h in Anlehnung an [73].

Die zwei Regler für die HiL-Versuche werden so ausgelegt, dass die Radlastschwankungen etwas besser werden als die des passiven Referenzsystems. Die Parameter dieser beiden Regler sind in Tabelle 5.2 angegeben. Im Konflikt diagramm 5.10 werden sie als ausgefüllte schwarze Markierungen eingezeichnet. Als Referenz ist unter anderem die Grenzlinie für das ideal aktive System nach Mitschke² eingezeichnet. Zusätzlich sind die Paretolinie des idealen Aktors

¹ STREITER, „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“, ([121], 1996)

² MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

mit der Regelung ohne Strukturbeschränkung aus Abbildung 3.10 in Grau sowie in Schwarz das Ergebnis des freien Entwurfs unter Berücksichtigung des identifizierten Aktormodells eingezeichnet. Selbst mit dem einfachen statischen Regler liegt die erreichte Aufbaubeschleunigung deutlich unterhalb der des passiven Referenzfahrzeugs. Die Paretolinie des Skyhook-Reglers mit Preview liegt im relevanten Bereich nah an der Paretolinie des dynamischen Reglers, die das mögliche Optimum unter Berücksichtigung des identifizierten Aktors angibt. Mit dem ausgelegten Regler ist im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug eine Verbesserung des Fahrkomforts um 35 % möglich.

In Hinblick auf eine praktische Realisierung kann die benötigte Aufbaugeschwindigkeit über einen Integrator mit einem einfachen Hochpassfilter erster Ordnung aus der mit Sensoren gemessenen Aufbaubeschleunigung ermittelt werden¹. Bei einer Zeitkonstante des Filters von 1 s zeigen sich in den berechneten Frequenzgängen nur sehr geringe Abweichungen, ab einer Zeitkonstante von 10 s ist der Einfluss zu vernachlässigen. In den folgenden HiL-Versuchen wird deshalb direkt die aus dem HiL-Modell berechnete Aufbaugeschwindigkeit verwendet.

Tabelle 5.2 – Implementierte Regler.

statischer Regler „AKTIV“	Skyhook-Regler mit Preview „AKTIV + PREVIEW“
$k_{z_A} = -1\,750 \text{ Ns/m}$	$k_{z_A} = -1\,750 \text{ Ns/m}$
$k_{I,z} = 6\,000 \text{ N/(ms)}$	$k_z = 0$
	$k_{z_S} = -3\,860 \text{ N/m}$
	$k_{\dot{z}_S} = -1\,016 \text{ Ns/m}$
	$k_{\ddot{z}_S} = -18.29 \text{ Ns}^2/\text{m}$
	$k_{I,z} = 6\,000 \text{ N/(ms)}$

5.4.2 Robustheit der Regelung

Bei allen Untersuchungen wurde bisher davon ausgegangen, dass alle Streckenparameter und Anregungen bekannt sind und sich diese nicht ändern. Davon ist in der Anwendung allerdings nicht auszugehen. In Abbildung 5.11 sind

¹ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

Beispiele für veränderliche Streckenparameter und Anregungen zusammengestellt. Die Aufbaumasse m_A schwankt mit der Beladung und die Radsteifigkeit c_R ist beispielsweise von Reifentyp abhängig. Die Anregung wird über die Fahrgeschwindigkeit und das Unebenheitsmaß eindeutig definiert (vgl. Kapitel 3.1.2). Diese beiden Parameter gehen als Produkt in das Formfilter $F_{S,TP}$ aus Gl. (3.14), mit dem die Straße erzeugt wird, ein. Sie können streng genommen als ein Parameter aufgefasst werden. Im Kontext des SFB 805 handelt es sich hierbei um Datenunsicherheit.

Prinzipiell stellen sich nun zwei Fragen:

- (i) Ist die Regelung robust bzw. ist sichergestellt, dass die ausgelegten Regler für alle möglichen Systemparameter stabil und die Regelgüten ausreichend sind?
- (ii) Wie gut arbeiten die Regler, die für einen speziellen Straßentypen ausgelegt wurden, bei anderen Straßen?

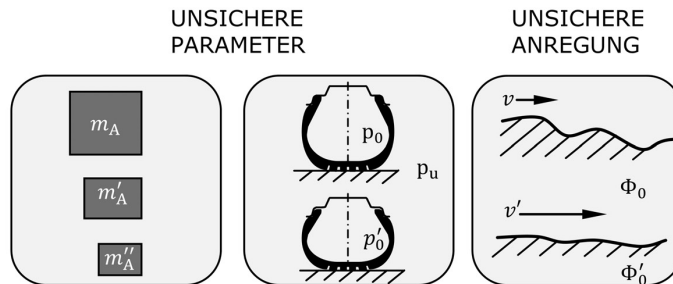


Abbildung 5.11 – Mögliche Quellen von Datenunsicherheit bei den Vertikaldynamikuntersuchungen am Viertelfahrzeug.

Die folgenden Untersuchungen werden mit dem identifizierten Aktor und den Parametern aus Tabelle 5.3 durchgeführt. In Abbildung 5.12a ist der Einfluss der Aufbaumasse und der Radsteifigkeit auf die zuvor ausgelegten Regler – den einfachen Regler mit statischer Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit (Kreis) und den Skyhook-Regler mit Preview (Quadrat) – gezeigt. Die Auslegung der Regler erfolgt für die Nennkonfiguration der Strecke, die in Schwarz dargestellt ist. Das hellgraue Quadrat und der hellgraue Kreis symbolisieren, wie dieser Regler bei der Parameterpaarung $m_A = 240 \text{ kg}$ und $c_R = 250\,000 \text{ N/m}$ arbeitet. Die dunkelgrauen Symbole zeigen die Betriebspunkte für die Aufbaumasse $m_A = 340 \text{ kg}$ und die Radsteifigkeit $c_R = 150\,000 \text{ N/m}$ – diese Konfigurationen stellen die ungünstigsten

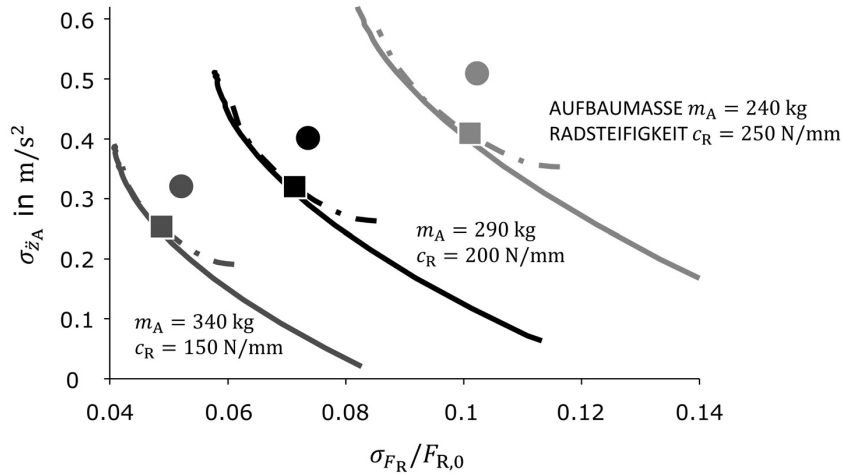
Tabelle 5.3 – Streckenparameter und Anregungen für die Untersuchung der Robustheit der Regler und der Regelgüte. Die Nennparameter sind unterstrichen.

Aufbaumasse m_A	(240, <u>290</u> , 340) kg
Radsteifigkeit c_R	(150, <u>200</u> , 250) · 10 ³ N/m
Anregung	Autobahn @ 130 km/h Bundesstraße @ 100 km/h Kreisstraße @ 70 km/h

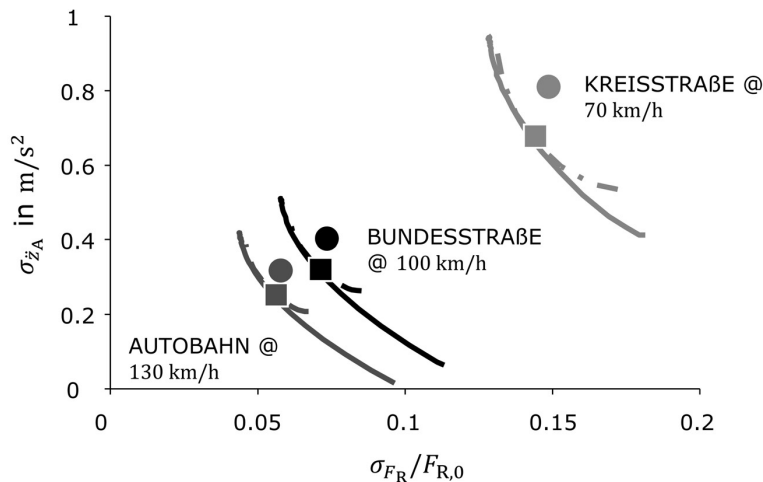
Parameterkombinationen dar. Die Paretolinien des identifizierten Aktors bei idealer Regelung (Volllinie) – also dem optimalen dynamischen Regler – und der Skyhook-Regelung mit Preview (Strichpunktlinie) werden für jeden Parametersatz neu berechnet. Sie sind somit als eine Referenz für die Regelgüte anzusehen. In allen Fällen liegt der für die Nennkonfiguration ausgelegte Skyhook-Regler mit Preview nahe an den neu berechneten Paretolinien. Auch die Linie des einfachen statischen Reglers liegt relativ gesehen an einer ähnlichen Stelle. Somit können die Regler als ausreichend robust angesehen werden.

In Abbildung 5.12b sind die Ergebnisse für verschiedene Straßenüberfahrten im Konfliktprogramm zu sehen. Auch in diesem Fall erfolgt die Auslegung der beiden Regler für die in Schwarz dargestellte Nennanregung – der Bundesstraßenüberfahrt mit 100 km/h. Für den Fall der Überfahrt der Kreisstraße mit 70 km/h treten die größten Einfederungen und Stellgrößen auf. Die Stellgröße wird aus diesem Grund mit einem konstanten Faktor so abgeschwächt, dass die maximale Standardabweichung der Stellkraft von 300 N nicht überschritten wird. Dieser Regler wird für alle Straßentypen verwendet. Die erreichbaren Regelgüten sind mit den Reglern für die beiden neuen Straßenanregungen gut, wie im Vergleich mit den berechneten Paretolinien zu erkennen ist. Aufgrund des „*abgeschwächten*“ Reglers werden die Ergebnisse bei der Bundesstraßen- und der Autobahnanregung etwas schlechter. Diese Verschlechterungen sind allerdings so gering, dass sie im Vergleich mit der Paretolinien des Skyhook-Reglers mit Preview – die mit dem Standardregler „*AKTIV + PREVIEW*“ aus Tabelle 5.2 berechnet sind – im Konfliktprogramm nicht zu erkennen sind.

Zusammenfassend ist es also möglich, einen festen Regler über einen breiten Bereich möglicher Anregungen einzusetzen. Bei den geringen Anregungen müssen allerdings geringfügige Abstriche bei der Regelgüte gemacht werden, da die verfügbare Stellgröße nicht komplett „*ausgenutzt*“ wird. Abhilfe könn-



(a) Einfluss der Aufbaumasse und Radsteifigkeit.



(b) Einfluss der Anregung.

Abbildung 5.12 – Berechnete Einflüsse unsicherer Systemparameter und verschiedener Anregungen auf die Regelgüte bei Verwendung des implementierten Skyhook-Reglers mit Preview (Quadrat) und des einfachen statischen Regler (Kreis) bei Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h. Der Entwurf des Reglers erfolgt bei der in Schwarz dargestellten Nennkonfiguration. Bei der Untersuchung des Einflusses der Anregungen wird der Regler aber zusätzlich abgeschwächt, um die zulässige Stellgröße bei der Überfahrt der Kreisstraße nicht zu überschreiten. Die Paretolinien (Volllinie: ideal aktiv, Strichpunktlinie: Skyhook-Regler mit Preview) werden für jede Konfiguration als Referenz neu berechnet. Diagramm in Anlehnung an [73].

ten hier einfache adaptive Ansätze schaffen.

5.5 Hardware-in-the-Loop-Versuche

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der HiL-Versuche, bei denen der Funktionsprototyp der aktiven Luftfeder mit dem virtuellen Viertelfahrzeug in Echtzeit gekoppelt wird, gezeigt und diskutiert. Neben den Straßenüberfahrten werden auch Versuche bei Einzelhindernisanregungen durchgeführt. Zunächst wird der Einfluss der HiL-Versuchsumgebung auf die Ergebnisse untersucht und quantifiziert. Die benötigte Stelleistung für den Aktor wird experimentell bestimmt und abschließend ein Dauerversuch mit dem Prototyp durchgeführt. Ziel dieses Versuchs ist es, zu überprüfen, ob das System problemlos im SFB-Demonstrator einzusetzen ist und welche Komponenten gegebenenfalls ausfallen. Des Weiteren wird dieser Versuch genutzt, um die Wiederholbarkeit der Messungen zu untersuchen.

5.5.1 Einfluss des HiL-Prüfstands

Eigene Voruntersuchungen^{1,2} und Ergebnisse aus der Literatur^{3,4} mit ähnlichen HiL-Versuchsumgebungen, zeigen, dass insbesondere die Prüfmaschine einen großen Einfluss auf die Ergebnisse haben kann. Dies wird im folgenden Abschnitt für den verwendeten HiL-Prüfstand, dessen Aufbau und Modell in Abbildung 5.13 gezeigt ist, untersucht.

Das verwendete HiL-Simulationsmodell ist in Abbildung 5.13a auf der linken Seite dargestellt. Die Straßenanregung z_s sowie die ersten beiden Zeitableitungen \dot{z}_s und \ddot{z}_s werden, wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, erzeugt. Zu den Eingangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells – vgl. Kapitel 3.1.1 – zählen neben der Anregung die Luftfederkraft F^* , die Einfederung z^* sowie die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z}^* . Diese Größen werden aus der gemessenen Kraft F_{mess} und der gemessenen Einfederung z_{mess} der Luftfeder über Zustandsvariablenfilter⁵

¹ MERROW, „Hardware-in-the-loop simulation - One mass oscillator and quarter car model (Betreuer: P. Hedrich)“, ([81], 2015)

² REXER, „Durchführung von Hardware-in-the-Loop-Versuchen mit einer aktiven Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“, ([106], 2016)

³ RIEGER UND SCHIEHLEN, „Active versus passive control of vehicle suspensions - hardware in the loop experiments“, ([108], 1994)

⁴ BATTERBEE, SIMS UND PLUMMER, „Hardware-in-the-loop simulation of a vibration isolator incorporating magnetorheological fluid damping“, ([3], 2005)

⁵ LENZ, *Identifikation dynamischer Systeme*, ([74], 2015)

(ZVF) berechnet. Das Zustandsvariablenfilter kombiniert die Bestimmung der Ableitungen mit einer Tiefpassfilterung¹. Die Ermittlung der Dämpferkraft erfolgt direkt im Modell über die berechnete Aufbau- und Radgeschwindigkeit². Die berechnete Einfederung z wird auf die Prüfmaschine gegeben. Über die interne Wegregelung wird die Isteinfederung z_{ist} eingestellt. Die Berechnung der Aktorstellgröße u_{Akt} erfolgt nach Gl. (5.8).

Um den Einfluss des HiL-Prüfstands bei den Berechnungen berücksichtigen zu können, wird die Hardware, wie auf der rechten Seite in Abbildung 5.13b gezeigt, modelliert. Über die Transferfunktion G_P wird das Verhalten der Prüfmaschine abgebildet. Die Übertragungsfunktionen des Positions- und des Kraftsensors werden ebenfalls über $G_{\text{Sen},z}$ bzw. $G_{\text{Sen},F}$ mit einbezogen. Versuche, die mit einer Abtastzeit von 1 ms durchgeführt werden, haben gezeigt, dass

- (i) sich das Übertragungsverhalten der positionsgeregelten servo-hydraulischen Prüfmaschine bis 25 Hz näherungsweise durch eine Totzeit von 10 ms beschreiben lässt^{3,4} und dass
- (ii) der Einfluss der Sensorik⁵ in diesem Frequenzbereich gegenüber der Totzeit der Prüfmaschine vernachlässigt werden kann.

Diese Erkenntnisse decken sich mit bekannten Ergebnissen aus der Literatur⁶. Es wird eine Padé-Approximation mit einer Totzeit von 10 ms dritter Ordnung verwendet, um die Totzeit der Prüfmaschine im Modell abzubilden³.

Der Einfluss der Totzeit wird zunächst in Berechnungen am Viertelfahrzeug untersucht. In Abbildung 5.14 werden berechnete Frequenzgänge ohne (Volllinie) und mit dem Einfluss durch den HiL-Prüfstand (Strichlinie) für das

¹ Es wird ein Butterworthfilter zweiter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 170 Hz verwendet.

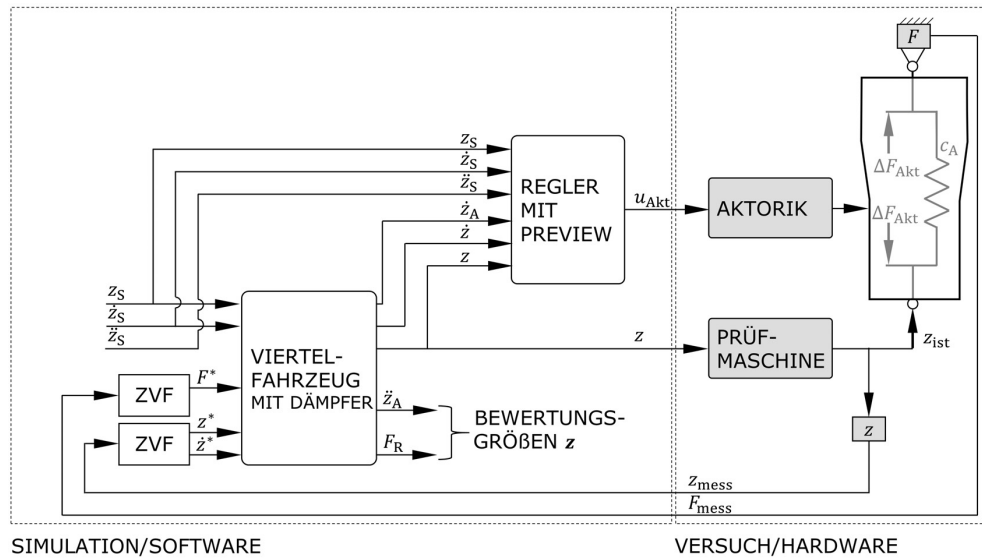
² Die Dämpferkraft ist somit $F_D = d_A (\dot{z}_R - \dot{z}_A)$. Alternativ kann sie auch über die gemessene Einfederungsgeschwindigkeit zu $F_D = d_A \dot{z}^*$ bestimmt werden. Da bei diesem Ansatz das Übertragungsverhalten der Prüfmaschine und der Sensorik ebenfalls den simulierten Dämpfer beeinflussen, werden die berechneten Rad- und Aufbaugeschwindigkeit verwendet.

³ LENZ, HEDRICH UND PELZ, „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“, ([73], 2018)

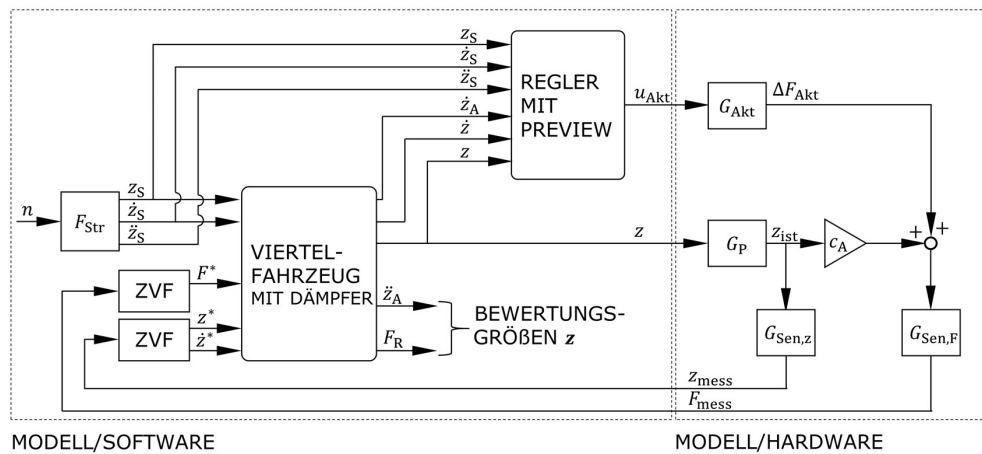
⁴ LENZ, *Methodischer Reglerentwurf für eine aktive Luftfeder unter Unsicherheit*, ([72], 2017)

⁵ Die gemessenen Totzeiten sind in der Größenordnung von 1 ms.

⁶ BATTERBEE, SIMS UND PLUMMER, „Hardware-in-the-loop simulation of a vibration isolator incorporating magnetorheological fluid damping“, ([3], 2005)



(a) Der verwendete HiL-Aufbau.



(b) Modellierung des verwendeten HiL-Aufbaus.

Abbildung 5.13 – Der verwendete HiL-Aufbau und dessen Modell. Reale Komponenten sind in Grau dargestellt, virtuelle in Weiß. Die Filterung und Ableitung der gemessenen Einfederung z_{mess} und Kraft F_{mess} erfolgt mit einem Zustandsvariablenfilter (ZVF), dem ein Butterworthfilter zweiter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 170 Hz zugrunde liegt. Die Dynamik der Prüfmachine wird im Modell über die Transferfunktion G_P und die der beiden Sensoren über $G_{Sen,z}$ bzw. $G_{Sen,F}$ abgebildet.

passive Viertelfahrzeug und das aktive Viertelfahrzeug mit dem Regler aus Tabelle 5.2 gegenüber gestellt. Es fällt auf, dass die simulierte Totzeit die Vergrößerungsfunktion der Aufbaubeschleunigung oberhalb der Aufbaueigenfrequenz geringfügig verkleinert. Der Einfluss auf die Radlastschwankung hingegen ist deutlicher zu erkennen – insbesondere in der Radeigenfrequenz wird diese größer. Da das Quadrat der H_2 -Norm nach Gl. (3.18) der Fläche unter der quadrierten Vergrößerungsfunktionen entspricht, beeinflusst die Totzeit somit auch die Lage der Punkte im Konfliktdiagramm. Dies wird im nächsten Abschnitt anhand von Messungen noch bestätigt.

Da vor allem der Einfluss auf die Aufbaubeschleunigung und somit auf den Fahrkomfort gering ist, wird der HiL-Einfluss bei der Durchführung der HiL-Versuche toleriert – dennoch wird er im Experiment zunächst quantifiziert. Um den Einfluss zukünftig zu verringern, könnte beispielsweise eine iterativ lernende Regelung (ILR) für die Vorgabe des Sollwegs der Prüfmaschine genutzt werden, wenn eine periodische Anregung verwendet wird¹.

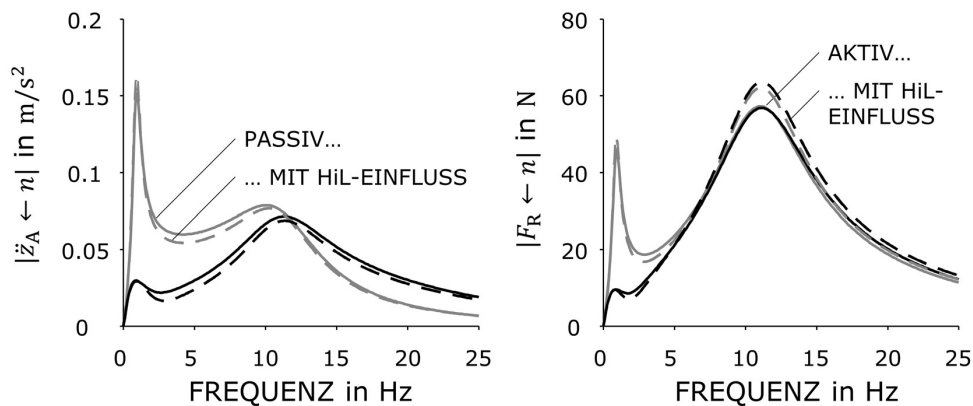


Abbildung 5.14 – Berechnete Frequenzgänge des ungeregelten und geregelten Systems zur Betrachtung des Einflusses des HiL-Prüfstandes bei einer Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h [73]. Die Totzeit von 10 ms wird mit einer Padé-Approximation der dritten Ordnung abgebildet.

5.5.2 Stochastische Straßenanregung

Das Ziel der HiL-Versuche mit stochastischer Straßenanregung ist es, den Funktionsprototyp der aktiven Luftfeder bei realitätsnahen Anregungen zu

¹ LENZ, *Methodischer Reglerentwurf für eine aktive Luftfeder unter Unsicherheit*, ([72], 2017)

testen. Dies ist auch der Grund, warum beispielsweise kein breitbandiges Signal mit gleichmäßigerer Leistungsdichte – wie z. B. ein Gleitsinus – verwendet wird.

Die Zeitsignale der virtuellen Straßen werden wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben erzeugt. Das erzeugte Signal mit einer Periodenlänge von 20 s wird periodisch im HiL-Modell als Fußpunktanregung des Viertelfahrzeugs verwendet. Nach dem Einschwingen des Systems werden bei jeder Messung für drei Perioden die Messdaten aufgenommen. Mit diesen Daten wird nach der Messdurchführung eine Frequenzgangsschätzung durchgeführt. Das stochastisch erzeugte Straßensignal regt einige Frequenzen nur sehr schwach an. Aus diesem Grund werden Punkte, für die die Leistungsdichte der Anregung um mehr als den Faktor 100 kleiner ist als die eines benachbarten Frequenzpunktes, nicht dargestellt.

In Abbildung 5.15 sind Frequenzgänge aus Messungen und Berechnungen der aktiv geregelten und der passiven Luftfeder bei Überfahrt einer Autobahn bei 130 km/h gegenüber gestellt¹. Bei den verwendeten Reglern handelt es sich um den einfachen statischen Regler und den Skyhook-Regler mit Preview, die in Tabelle 5.2 beschrieben sind². Die durchgezogenen Linien zeigen die gemessenen Frequenzgänge, die Strichlinien die berechneten. Bei der Berechnung wird der HiL-Einfluss sowie die Filterung mitberücksichtigt.

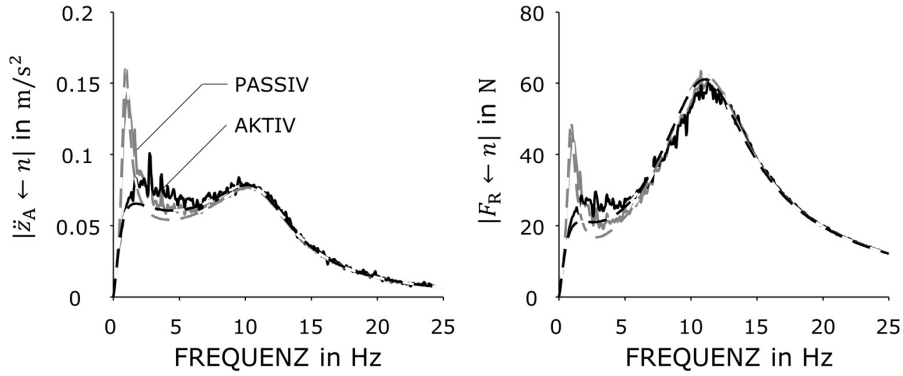
In Abbildung 5.15a werden zunächst die Amplitudengänge der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und der Radlastschwankung F_R der aktiv geregelten den der passiven Luftfeder gegenübergestellt. Man erkennt, dass bereits mit dem einfachen Regler eine Minderung der Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich um die Aufbaueigenfrequenz möglich ist. Bei Verwendung des Reglers mit zusätzlichem Preview, kann diese – wie in Abbildung 5.15b gezeigt – noch einmal deutlich reduziert werden. Aus Abbildung 5.15c wird deutlich, dass der Aufbau im Frequenzbereich bis ca. 1.5 Hz sehr gut von der Straßenanregung entkoppelt werden kann, wenn ein Regler, der speziell zur Minimierung von Kinetose (vgl. Kapitel 3.4) ausgelegt ist³, verwendet wird.

Es zeigt sich, dass der Reglerentwurf mit dem vereinfachten linearen Modell

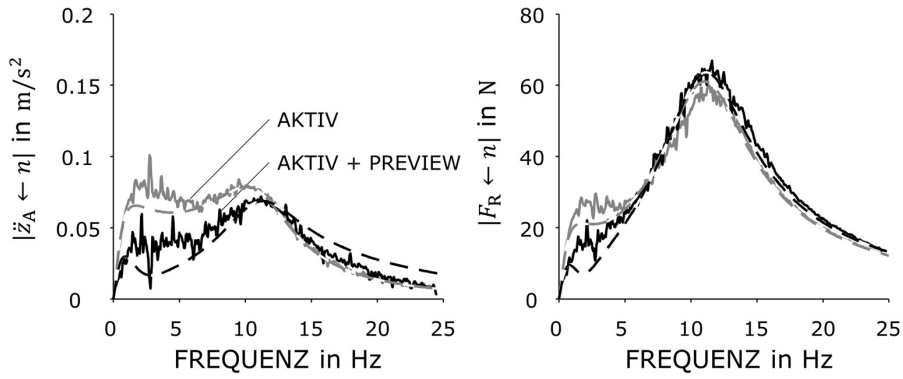
¹ Die Frequenzgänge für andere stochastische Straßenanregungen sehen sehr ähnlich aus. Dies wird an gemessene Frequenzgänge für verschiedene Straßenanregungen in Abbildung B.6 deutlich.

² Sie werden als „AKTIV“ bzw. „AKTIV MIT PREVIEW“ bezeichnet.

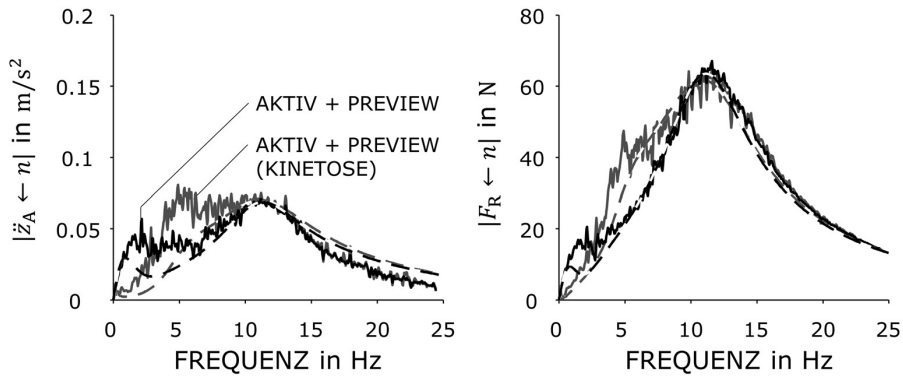
³ Die Regelparameter sind: $k_{\ddot{z}_A} = -10\,000 \text{ Ns/m}$, $k_{\dot{z}} = 0$, $k_{z_S} = -9\,940 \text{ N/m}$, $k_{\dot{z}_S} = -1\,479 \text{ Ns/m}$, $k_{\ddot{z}_S} = -18.39 \text{ Ns}^2/\text{m}$ und $k_{1,z} = 6\,000 \text{ N/(ms)}$.



(a) Vergleich ungeregeltes mit geregelter System ohne Preview.



(b) Vergleich der Regelung mit und ohne Preview.



(c) Vergleich verschiedener Reglerauslegungen mit Preview.

Abbildung 5.15 – Vergleich der gemessenen und simulierten Frequenzgänge für die Überfahrt einer Autobahn mit 130 km/h (Volllinien: Messung bzw. HiL-Versuch, Strichlinien: Simulation), in Anlehnung an [46, 73].

der Luftfeder und der Aktorik zulässig ist. Bei allen untersuchten Reglerkonfigurationen ist eine qualitativ sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung festzustellen. Die geringen quantitativen Abweichungen sind tolerabel. Lediglich die Aufbaueigenfrequenz wird etwas unterschätzt und die Resonanzüberhöhung ist für die unregelte Konfiguration leicht über- und für die geregelten Konfigurationen leicht unterschätzt. Die Ursache liegt im nichtlinearen Verhalten der Luftfeder und der amplitudenabhängigen Steifigkeit, die in Kapitel 5.3.1 identifiziert wurde. Besonders deutlich wird dies für den Fall der Regelung mit Preview, da hier ein größerer Federweg ausgenutzt wird und maximale Einfederungen von ± 30 mm vorliegen¹. Diese sind um den Faktor drei höher als bei allen anderen Konfigurationen. Generell betrachtet liefert das Modell gute Ergebnisse. Für zukünftige Untersuchungen sollte allerdings darüber nachgedacht werden, das Verhalten des Rollbalgs in das Modell zu integrieren.

Die Messergebnisse der Straßenüberfahrten im HiL-Versuch lassen sich auch im Konfliktdiagramm darstellen. Hierzu werden aus den Zeitsignalen der Radlastschwankung F_R und der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A die Standardabweichungen bestimmt. In Kapitel 5.5.5 wird für den durchgeführten Dauerversuch gezeigt, dass die Wiederholbarkeit der HiL-Versuche sehr gut ist und die statistische Messunsicherheit tolerabel ist. In Abbildung 5.16 sind die gemessenen Punkte für den ausgelegten Skyhook-Regler mit Preview für die Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h und der Autobahn mit 130 km/h im Konfliktdiagramm dargestellt.

Prinzipiell lassen sich folgende Ergebnisse festhalten:

- (i) Der Einfluss der HiL-Umgebung ist erkennbar und er beeinflusst die Ergebnisse wie bereits in Kapitel 5.5.1 diskutiert.
- (ii) Wird der Einfluss der HiL-Umgebung bei der Berechnung über ein Totzeitglied berücksichtigt, stimmen Messung und Berechnung quantitativ sehr gut überein.
- (iii) Die verbleibende Abweichung ist im Kontext der verwendeten einfachen Modelle und möglicher Messunsicherheit hinnehmbar.

Im Kontext des SFB 805 handelt es sich um Modellunsicherheit, wenn die Totzeit bei der Berechnung nicht berücksichtigt wird.

¹ Die zulässige Grenze der Standardabweichung der Einfederung wird nicht überschritten.

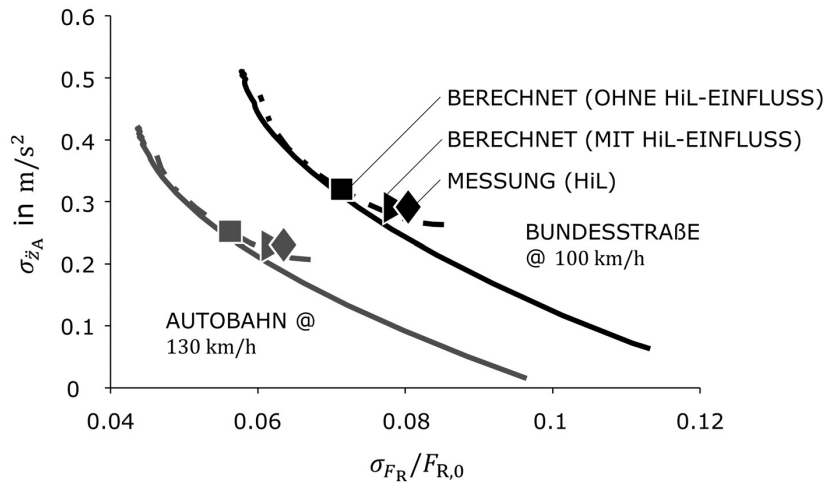


Abbildung 5.16 – Einfluss der Totzeit des HiL-Versuchsaufbaus von 10 ms auf den ausgelegten Arbeitspunkt bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h und einer Autobahn mit 130 km/h im Konflikt diagramm (Volllinie: ideal aktiv, Strichpunktlinie: Skyhook-Regler mit Preview). Die Totzeit wird über eine Padé-Approximation dritter Ordnung abgebildet.

Fazit

Es kann gezeigt werden, dass die aktive Luftfeder im Vergleich zur passiven – und somit auch deutlich gegenüber dem hier nicht dargestellten passiven Referenzfahrzeug – einen weiteren Komfortgewinn erzielt und eine Entkoppelung des Aufbaus von der Straßenanregung im niedrigen Frequenzbereich um die Aufbaueigenfrequenz möglich ist. Folglich eignet sich die aktive Luftfeder, um Kinetose zu reduzieren. Die Ergebnisse für Versuch und Berechnung im Konflikt diagramm stimmen gut überein, wenn der Einfluss der HiL-Versuchsumgebung berücksichtigt wird.

5.5.3 Einzelhindernis

Neben den stochastischen Straßenanregungen werden auch HiL-Versuche mit Einzelhindernisanregung – in diesem Fall einer Kosinusflanke, die einer Schwelle nachempfunden ist, – durchgeführt. Ziel ist es, zu überprüfen, ob die Regler, die für eine stochastische Straßenanregung optimiert sind, auch für diese Anregung gute Ergebnisse liefern. Aus diesem Grund werden dieselben Reglerkonfigurationen wie zuvor verwendet. Außerdem kann anhand dieser Messungen die Funktionsfähigkeit der Aktorik leicht veranschaulicht werden.

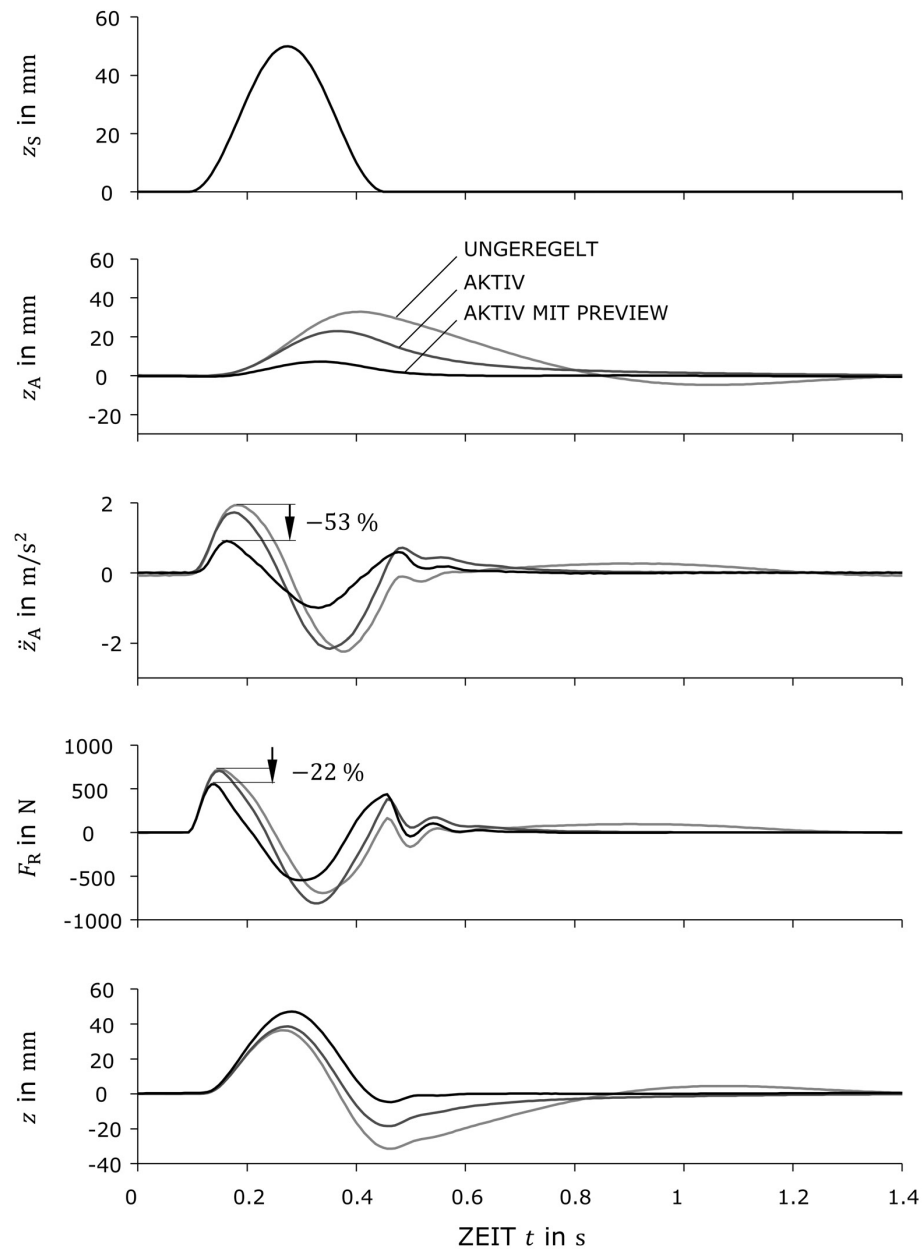


Abbildung 5.17 – In HiL-Versuchen bestimmte Zeitsignale für die Überfahrt einer Kosinusflanke der Höhe 50 mm und Länge 1 m mit 10 km/h mit verschiedenen Reglerkonfigurationen.

In Abbildung 5.17 sind gemessene Zeitsignale für die Überfahrt einer Kosinusflanke der Höhe 5 cm und der Länge 1 m mit 10 km/h dargestellt. Die Ergebnisse der geregelten aktiven Luftfeder sind denen der passiven gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass die Aufbaubewegung z_A mit der Regelung mit Preview fast konstant gehalten werden kann. Die maximale Aufbaubeschleunigung wird um mehr als 50 % gesenkt. Auch die maximale Radlastschwankung wird um mehr als 20 % kleiner. Die Funktionsweise des aktiven Systems wird bei Betrachtung der Einfederung z deutlich – für den Fall der Regelung mit Preview entspricht diese fast der Anregung. Dies zeigt, dass „*Federweg benötigt wird*“, um den Fahrkomfort mit einem aktiven System zu steigern.

Mit dem einfachen Regler kann nur eine geringe Verbesserung im Vergleich zum passiven System erreicht werden, da die Frequenz der Aufbauschwingung ca. 3 Hz beträgt. Somit liegt sie in einem Frequenzbereich, in dem nur mit dem Regler mit Preview eine deutliche Schwingungsreduktion erzielt werden kann. Dies wird auch aus Abbildung 5.15 deutlich. Durch eine Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit wird die Frequenz der Anregung heruntersetzt und es können auch mit dem einfachen Regler gute Ergebnisse erzielt werden. Wird das Hindernis hingegen schneller überfahren, nimmt auch die Verringerung der Beschleunigungsspitzen mit dem Regler mit Preview ab – vorteilhaft ist in diesem Fall allerdings immer noch das bessere Ausschwingverhalten des aktiven Systems.

Die Funktionsweise der Aktorik wird in Abbildung 5.18 anschaulich dargestellt. Bei der Überfahrt über das Hindernis wird die aktive Luftfeder zunächst eingefedert. Wie aus der Aktorposition x ersichtlich wird, fährt der Aktor ein und die Tragfläche wird verkleinert. Dies führt dazu, dass die in den Aufbau eingeleitete Kraft und folglich die Aufbaubeschleunigung reduziert werden. Sobald die Luftfeder wieder ausfedert, fährt der Aktor aus, um die Tragfläche zu vergrößern. Im untersten Diagramm von Abbildung 5.18 sind jeweils die drei gemessenen Positionen der oberen und unteren Abrollkolbensegmente abgebildet. Es fällt auf, dass sich die Segmente synchron bewegen und die Aktorik korrekt arbeitet. Die Radlastschwankung F_R und die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A sind als zusätzliche Information in dem Diagramm abgebildet.

Ein limitierender Faktor des Systems ist die (simulierte) Dämpfung. Dies wird aus den Versuchen mit reduzierter Dämpfung, die in Abbildung 5.19 gezeigt werden, deutlich¹. Wird die Aufbaudämpfungskonstante d_A reduziert, führt dies zu einer starken Verringerung der maximalen Beschleunigung –

¹ Alle Versuche werden mit dem für die Nenndämpfung auslegten Regler durchgeführt.

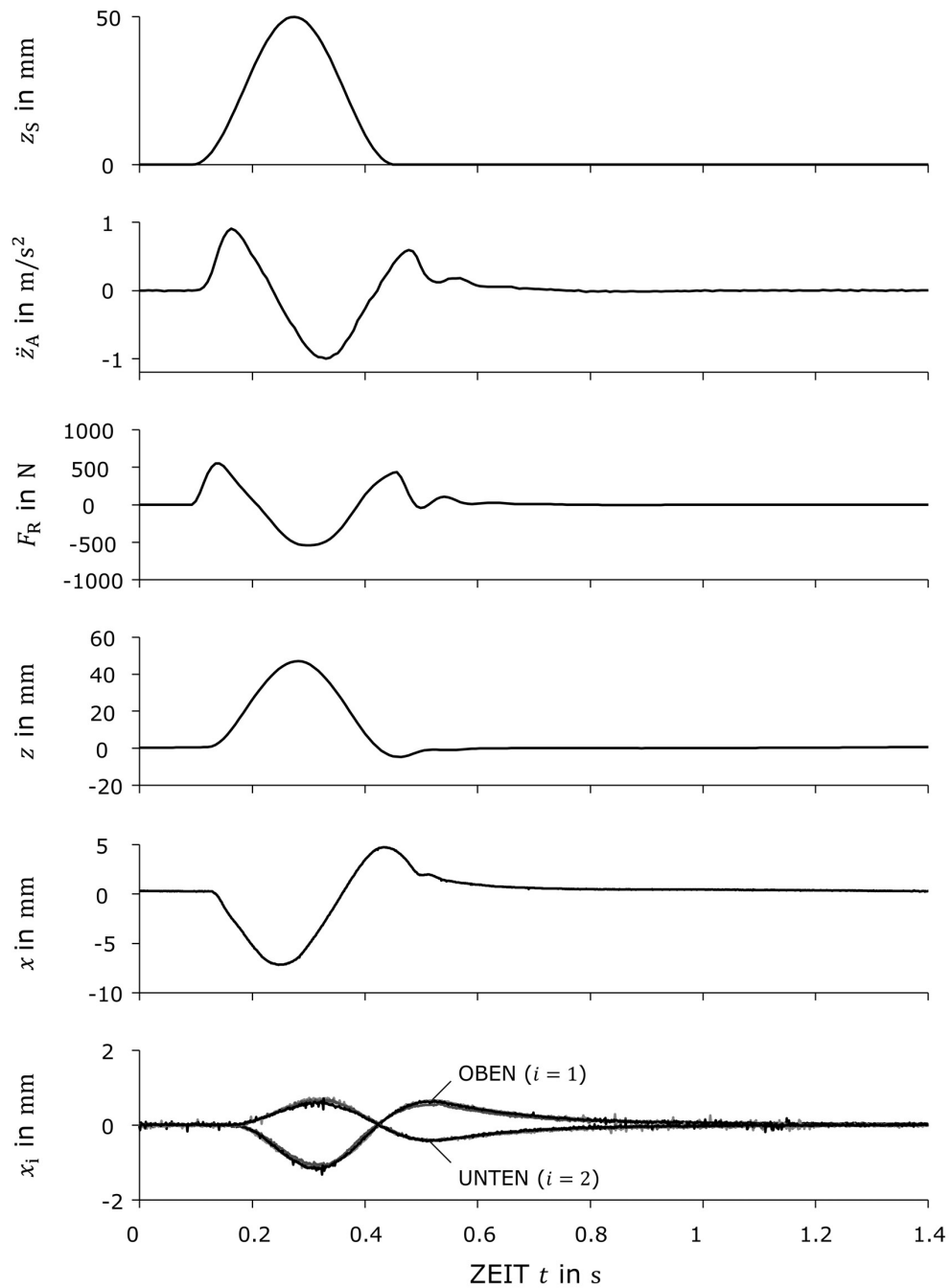


Abbildung 5.18 – Position des Aktors und der Segmente des oberen und unteren Abrollkolbens (jeweils Segment 1, 3 und 4) bei der HiL-Überfahrt einer Kosinusflanke der Höhe 50 mm mit 10 km/h für die geregelte Luftfeder mit Preview.

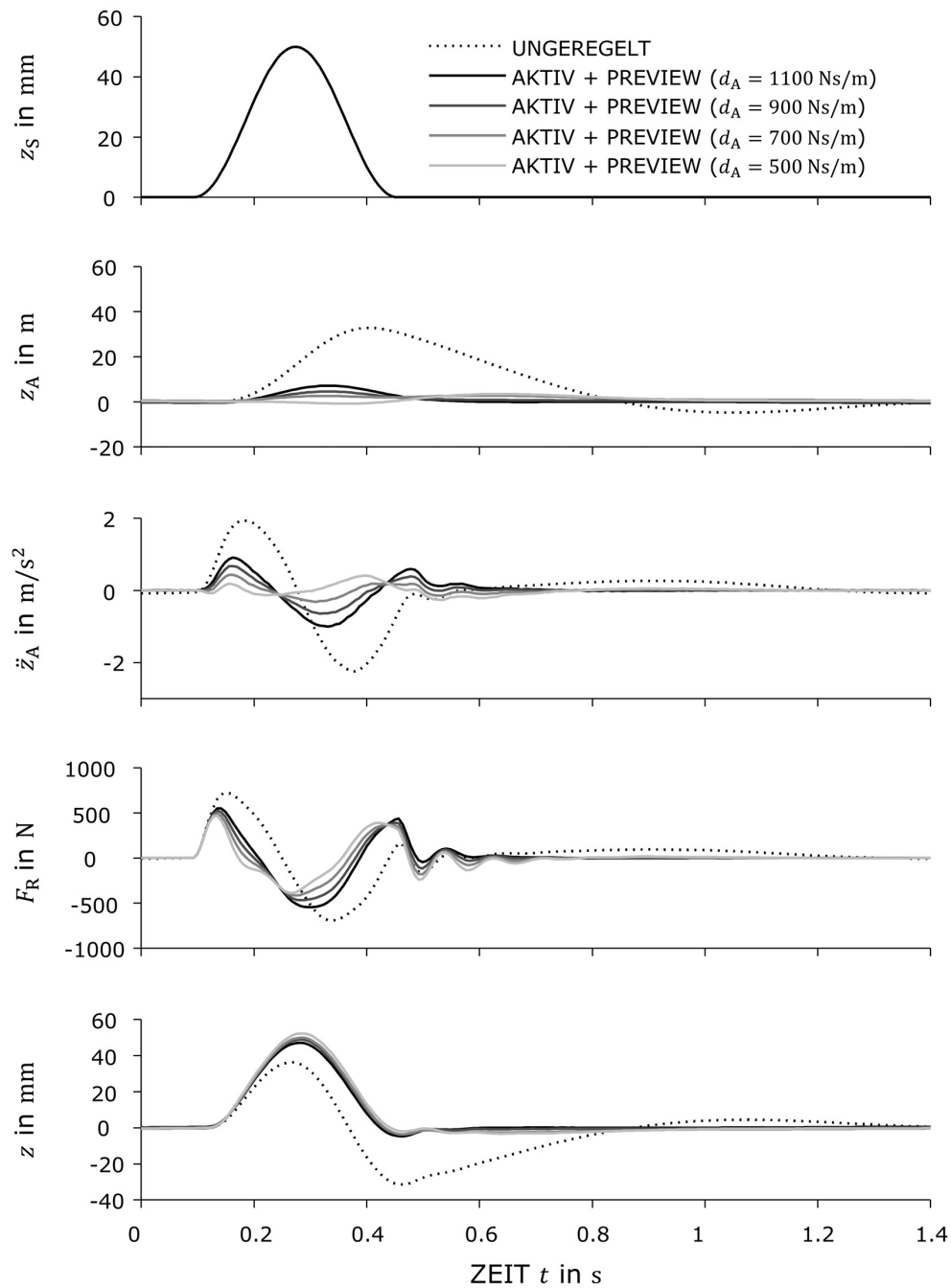


Abbildung 5.19 – Einfluss der Aufbaudämpfung bei der Überfahrt einer Kosinusflanke der Höhe 50 mm mit 10 km/h im HiL-Versuch.

das System „*versteift*“ bei schnellen Einfederungen nicht mehr und folglich muss der Aktor nicht gegen den Dämpfer arbeiten. Die Auswirkung auf die Radlastschwankung aufgrund der niedrigeren Dämpfung ist gering. Aus diesem Grund sollte zukünftig über eine zusätzliche Regelung der Dämpfung über einen Verstelldämpfer nachgedacht werden, um noch bessere Ergebnisse erzielen zu können. Eine bessere Alternative bietet – wie bereits in Kapitel 2.5 beschrieben – eine Luftdämpfung, da der Luftdämpfer auch bei hochfrequenten Anregungen nicht „*versteifen*“ kann.

Fazit

Die HiL-Versuche für die Überfahrt der Kosinusflanke zeigen, dass die Regelung, die für stochastische Anregungen ausgelegt wurde, auch in diesem Fall gute Ergebnisse liefert. Die besten Ergebnisse zeigt der Regler mit Preview. Zum einen können die Spitzen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung reduziert werden, zum anderen ist ein schnelleres Ausschwingen zu beobachten. Durch eine Reduktion der Aufbaudämpfung ist es sogar möglich, die Aufbaubeschleunigung fast komplett auf null zu halten – diese Verbesserung erfolgt allerdings teilweise auf Kosten der Fahrsicherheit.

5.5.4 Leistungsbetrachtung

In diesem Abschnitt wird die Leistung, die der Aktorik im Betrieb bei verschiedenen Reglerkonfigurationen und Anregungen zugeführt werden muss, aus den HiL-Versuchen ermittelt. Der Vorteil ist, dass kein komplexes Modell der Aktorik, das alle relevanten Effekte (Reibung usw.) abbildet, benötigt wird, da die Untersuchungen direkt am realen System stattfinden. Des Weiteren soll überprüft werden, ob die Energierückgewinnung zufriedenstellende Ergebnisse liefert und wo gegebenenfalls Verbesserungspotential vorhanden ist.

Für die Leistungsbetrachtung sind die in Abbildung 5.20 aufgeführten Leistungsflüsse P_1 , P_2 und die Leistung des Hydraulikzylinders P_{HZ} sowie die eingezeichneten Messgrößen von Bedeutung.

Vereinfacht wird angenommen, dass sich die hydraulischen Leistungen direkt aus den gemessenen Drücken $p_{\text{Akt},1}$ und $p_{\text{Akt},2}$ sowie der Geschwindigkeit \dot{x} bestimmen lassen. Somit gilt

$$\begin{aligned} P_1 &= Q_1 p_{\text{Akt},1} \\ &= \dot{x} A_{\text{Akt},1} p_{\text{Akt},1} \\ P_2 &= -\dot{x} A_{\text{Akt},2} p_{\text{Akt},2} \end{aligned} \quad (5.9)$$

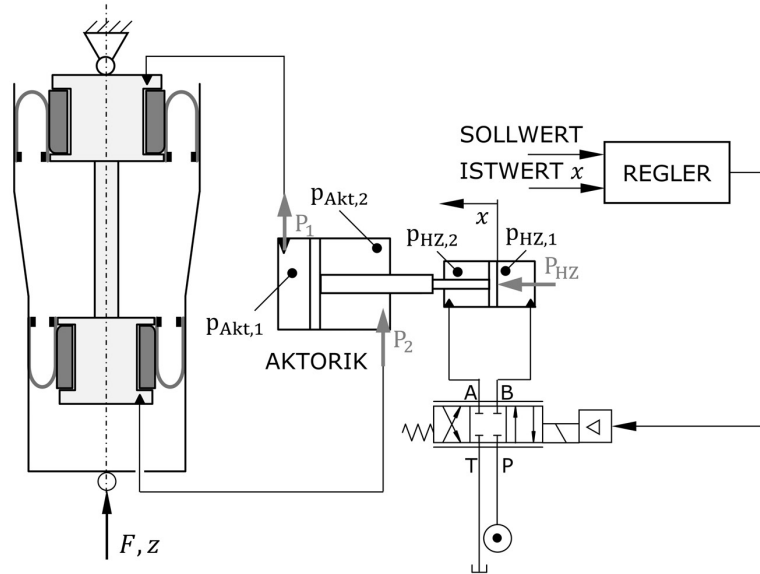


Abbildung 5.20 – Leistungsflüsse an der Aktorik und Messgrößen, um diese zu bestimmen.

Die Flächen der Aktorik sind $A_{\text{Akt},1} = 2\,827\text{ mm}^2$ und $A_{\text{Akt},2} = 1\,865\text{ mm}^2$. Analog ist die Leistung am Hydraulikzylinder

$$P_{\text{HZ}} = \dot{x}(A_{\text{HZ},1} p_{\text{HZ},1} - A_{\text{HZ},2} p_{\text{HZ},2}) , \quad (5.10)$$

mit den Flächen $A_{\text{HZ},1} = 491\text{ mm}^2$ und $A_{\text{HZ},2} = 290\text{ mm}^2$.

In Abbildung 5.21 ist exemplarisch ein Ausschnitt aus einem HiL-Versuch bei Überfahrt eine Bundesstraße mit 100 km/h gezeigt. Zunächst fällt auf, dass die Bewegungen der Abrollkolbensegmente synchron sind. Wenn die Segmente ausfahren, muss eine positive Leistung aufgebracht werden – diese wird als Druckleistung bezeichnet¹. Beim Einfahren ist die Leistung negativ – man spricht von einer Zugleistung. Die Phasenverschiebung zwischen den Segmentbewegungen und den Volumenströmen bzw. dem Aktorweg resultieren aus der Systemnachgiebigkeit und dem Übertragungsverhalten der Sensorik^{2,3}.

¹ STEINDORFF, LANG UND HARMS, „Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb“, ([120], 2009)

² HEUNER, „Inbetriebnahme einer aktiven Luftfeder mit hydraulischen Aktoren und Durchführung von Hardware-in-the-Loop-Versuchen (Betreuer: P. Hedrich)“, ([53], 2017)

³ MORGENSTERN, „Experimentelle Erprobung einer aktiven Luftfeder und simulationsbasierte Systemuntersuchungen (Betreuer: P. Hedrich)“, ([84], 2018)

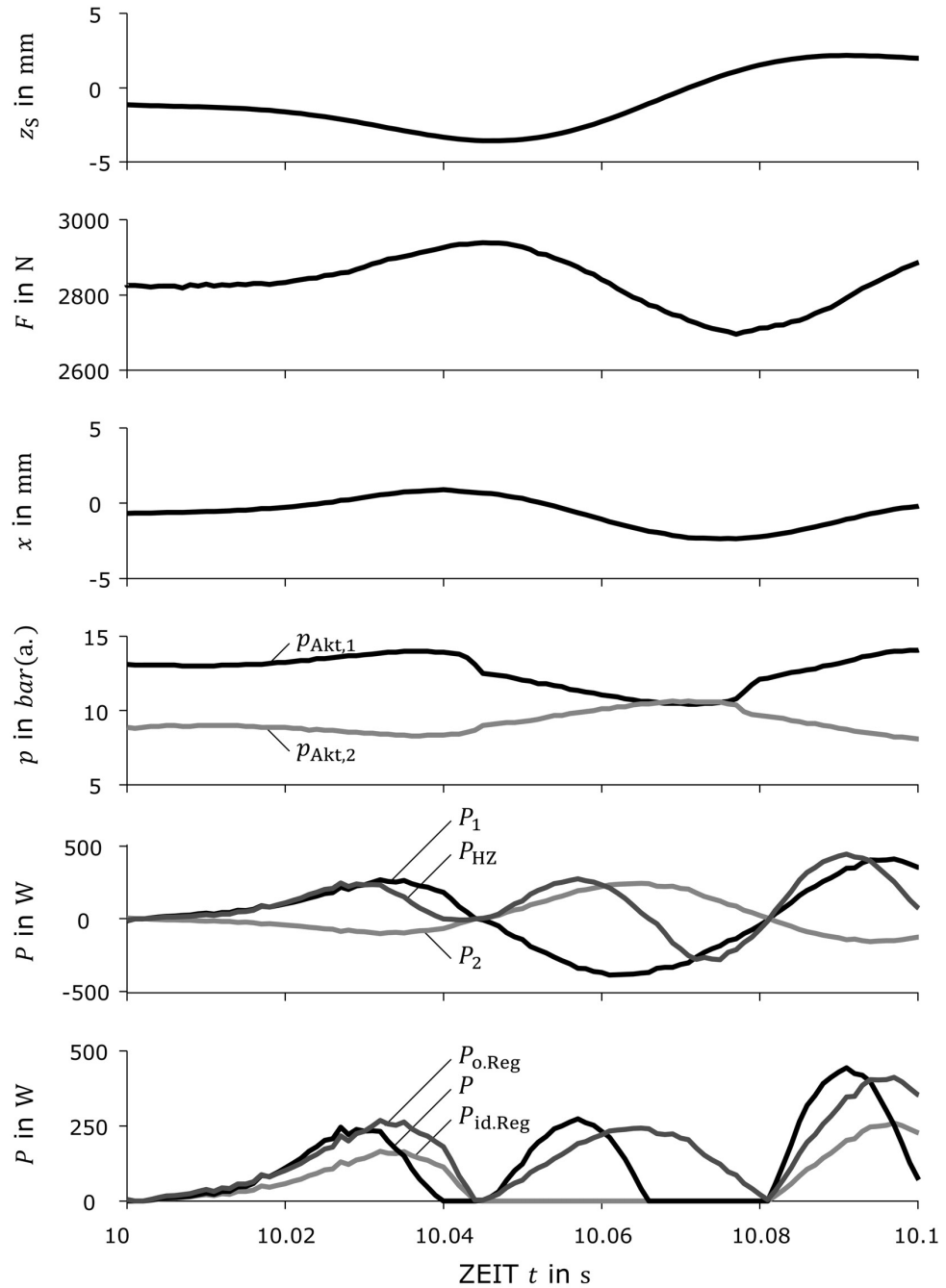


Abbildung 5.21 – Ausschnitt aus der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h (HiL-Versuch, Regelung mit Preview). Dargestellt sind neben der Weganregung z_s die Kraft der Luftfeder F , die Aktorposition x , die Hydraulikdrücke in den Abrollkolben sowie die resultierenden Stelleistungen.

Die benötigte Stelleistung für die Aktorik kann aus der Leistung des Hydraulikzylinders P_{HZ} , der sie antreibt, bestimmt werden. Lediglich die Druckleistung – vgl. Gl. (3.29) – muss dem System zugeführt werden und somit gilt

$$P = P_{\text{HZ,D}} . \quad (5.11)$$

Es handelt sich hierbei um eine konservative Abschätzung, da alle Verluste im Antrieb der Aktorik zugerechnet werden. Für den Fall ohne Regeneration der Zugleistungen müsste die Leistung

$$P_{\text{o.Reg}} = P_{1,\text{D}} + P_{2,\text{D}} . \quad (5.12)$$

direkt dem oberen und unteren Abrollkolben zugeführt werden. Diese Leistung ist als obere Grenze zu verstehen. Der andere Grenzfall ist die ideale, direkte Regeneration der Zugleistungen $P_{1,\text{Z}}$ und $P_{2,\text{Z}}$. Für diesen Fall ist die benötigte Stelleistung

$$P_{\text{id.Reg}} = (P_1 + P_2)_{\text{D}} \quad (5.13)$$

Diese Leistungen werden aus den Messdaten der HiL-Versuche bestimmt. In Abbildung 5.21 sind sie exemplarisch für eine Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h gezeigt.

Im Folgenden werden arithmetisch gemittelte Leistungen betrachtet¹. In Abbildung 5.22 sind sie für die Überfahrt verschiedener Straßen für die beiden verwendeten Regler dargestellt. Es fällt auf, dass die benötigten Leistungen mit zunehmender Anregung größer werden. Dies ist physikalisch plausibel, da bei stärkeren Anregungen der Aktor „*stärker arbeitet*“ und die Stellkräfte größer werden. Besonders auffällig ist, dass die Stelleleistungen bei Verwendung des Reglers mit Preview um den Faktor 10 größer werden. Auch dies ist plausibel, da bei dieser Konfiguration der Aktor schneller verfährt und insgesamt eine größere Strecke zurücklegt.

Die Energierückgewinnung funktioniert gut, wie aus dem Vergleich der Leistungen \bar{P} und $\bar{P}_{\text{id.Reg}}$ ersichtlich wird. Sie senkt die benötigte Stelleistung um (45...60) %. Die Verluste der inneren Energierückgewinnung nehmen mit zunehmender Stelleistung zu. Eine Ursache hierfür sind die Druckverluste in der Hydraulik. Die real benötigten Stelleleistungen sind etwa zwei bis zehn Mal so groß wie die zuvor theoretisch bestimmte Leistung, die der Schwingung zugeführt wird. Relativ betrachtet, erscheint diese Abweichung sehr groß zu

¹ Die gemittelten Leistungen werden mit einem Balken gekennzeichnet.

sein – absolut betrachtet handelt es sich allerdings um Differenzen von maximal 50 Watt. Diese Leistung wird in der Aktorik und der Luftfeder dissipiert.

Im nächsten Schritt sollten detaillierte Aktormodelle, bei denen beispielsweise Wirkungsgrade berücksichtigt werden, für die Untersuchung der benötigten optimalen Stelleistung aus Kapitel 3.3.4 verwendet werden.

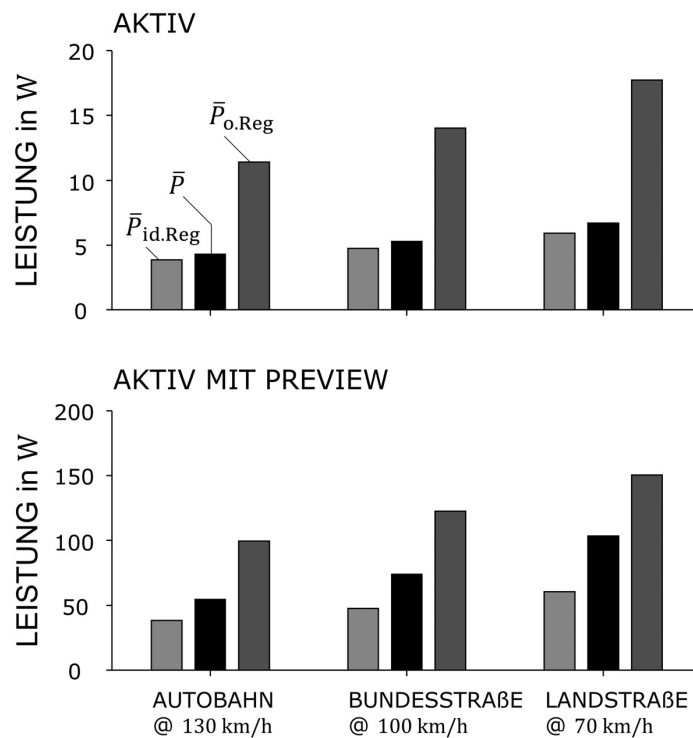


Abbildung 5.22 – Benötigte Aktorstelleistungen bei verschiedenen Reglerkonfigurationen und Anregungen. Der Antrieb muss die mittlere Stelleistung \bar{P} aufbringen, bei idealer Regeneration würde die Leistung $\bar{P}_{id.Reg}$ benötigt werden, ohne Regeneration die Leistung $\bar{P}_{o.Reg}$.

Fazit

Die Leistungsauswertung aus den HiL-Versuchen zeigt, dass die Energierückgewinnung der Aktorik gute Ergebnisse liefert. Der große Unterschied beim Leistungsbedarf der beiden Reglerkonfigurationen legt nahe, dass für die praktische Anwendung ein adaptives Reglerkonzept sinnvoll ist, um zwischen den Optionen „maximaler Fahrkomfort“ und „Energie sparen“ wechseln zu

können. Hierfür können beispielsweise die von Utz¹ erarbeiteten Methoden zur Planung des optimalen Energieeinsatzes eingesetzt werden.

5.5.5 Dauerversuch

Mit dem Dauerversuch werden die folgenden Ziele verfolgt:

- (i) Es wird überprüft, ob der Funktionsprototyp über einen längeren Zeitraum den typischen Beanspruchungen standhält und somit für den Einsatz im Demonstrator des SFB 805 geeignet ist und welche Komponenten gegebenenfalls versagen.
- (ii) Es soll eine Untersuchung der Wiederholbarkeit der HiL-Versuche erfolgen.

Für den Versuch wird ein typisches Straßenprofil aus Teilstrecken von Autobahn, Bundesstraße und Landstraße zusammengestellt. Das Profil ist insgesamt 300 s lang und orientiert sich in der Zusammensetzung an einem Fahrzyklus zur Messung von Schadstoffemissionen². In Tabelle 5.4 ist detailliert aufgeschlüsselt, wie sich das Profil zusammensetzt. Die Messdatenerfassung erfolgt lückenlos während der gesamten Versuchsdurchführung.

Tabelle 5.4 – Parameterwerte der Langzeitversuche.

Straßentyp	Unebenheitsmaß $\phi_{\text{zsgs},\Omega} (1/\text{m})$	Fahrgeschwindigkeit v	prozentuale Wegstrecke
Autobahn	$\pi \cdot 1.1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	130 km/h	25 %
Bundesstraße	$\pi \cdot 2.1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	100 km/h	50 %
Landstraße	$\pi \cdot 5.3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	70 km/h	25 %

Die Versuche werden nach einer Gesamtstrecke von ca. 4 800 km – dies entspricht in etwa der Strecke von Darmstadt nach Moskau und wieder zurück – aufgrund einer Leckage der Luftfeder abgebrochen. Eine Analyse zeigt, dass der obere Rollbalg aufgrund mechanischen Abtrags an den Stellen, wo er

¹ UTZ, HEDRICH UND PELZ, „Computing an Operating Strategy for an Active Body Control with Dynamic Programming in the Automotive Area“, ([126], 2016)

² ANDRÉ U. A., „Real-world European driving cycles, for measuring pollutant emissions from high- and low-powered cars“, ([2], 2006)

an den Seiten der Segmente abrollt, undicht geworden ist. Diese sind in Abbildung B.7 aus Anhang B.5 gut zu erkennen. Am unteren Abrollkolben hingegen ist kein Abrieb an der Oberfläche zu detektieren.

Die wichtigsten Ergebnisse der Versuche sind in Tabelle 5.5 zusammengefasst. Obwohl die Aktorik einen Gesamtweg von über 10 km zurückgelegt hat, funktioniert sie noch genauso gut wie zu Versuchsbeginn, wie Vergleichsmessungen zeigen. Auch die Membrandichtungen der Abrollkolben sind noch vollständig dicht.

Da der untere Rollbalg fast überhaupt nicht beschädigt ist¹, ist davon auszugehen, dass dieses Problem durch eine Anpassung des Abrollkolbendesigns und die Verwendung eines für diese Anwendung individualisierten Rollbalgs gelöst werden könnte. Dennoch legt die zurückgelegte Versuchsstrecke nahe, dass die aktive Luftfeder problemlos im SFB-Demonstrator eingesetzt und verschiedene Versuchsreihen gefahren werden können.

Tabelle 5.5 – Ergebnisse der Dauerversuche. Der mittlere Gesamtweg beschreibt jeweils den Durchschnittsweg der drei gemessenen Segmentwege an jedem Abrollkolben.

Gesamtfahrstrecke	4 786 km
Gesamtfahrzeit	52 : 15 h
Gesamteinfederung Luftfeder	16 258 m
Gesamtweg Aktorik	10 695 m
mittlerer Gesamtweg oberer Aktor	3 571 m
mittlerer Gesamtweg unterer Aktor	2 120 m

Aus allen Messschrieben der Dauerversuche werden jeweils an der gleichen Position Teilstücke der Überfahrt von Landstraße, Bundesstraße und Autobahn extrahiert, die 20 s lang sind. Auf diesen Teilstrecken werden die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung ausgewertet. In Abbildung 5.23 sind die Ergebnisse dargestellt. Es fällt auf, dass beide Kenngrößen in einem engen Band streuen. Einige Ausreißer sind unter anderem damit zu erklären, dass die Messungen nicht an einem Stück durchgeführt

¹ Mögliche Gründe sind die kleineren Stellwege und die leicht abweichende Geometrie (Raden usw.) im Vergleich zum oberen Abrollkolben.

wurden. Somit mussten die Versuchsbedingungen zu Beginn jeder Teilmessung neu eingestellt werden. Dies führte dazu, dass die Vorkonditionierungen Teil der Messungen sind. Im Ganzen betrachtet ist die Wiederholgenauigkeit der HiL-Versuche sehr gut und die statistische Messunsicherheit ist tolerabel.

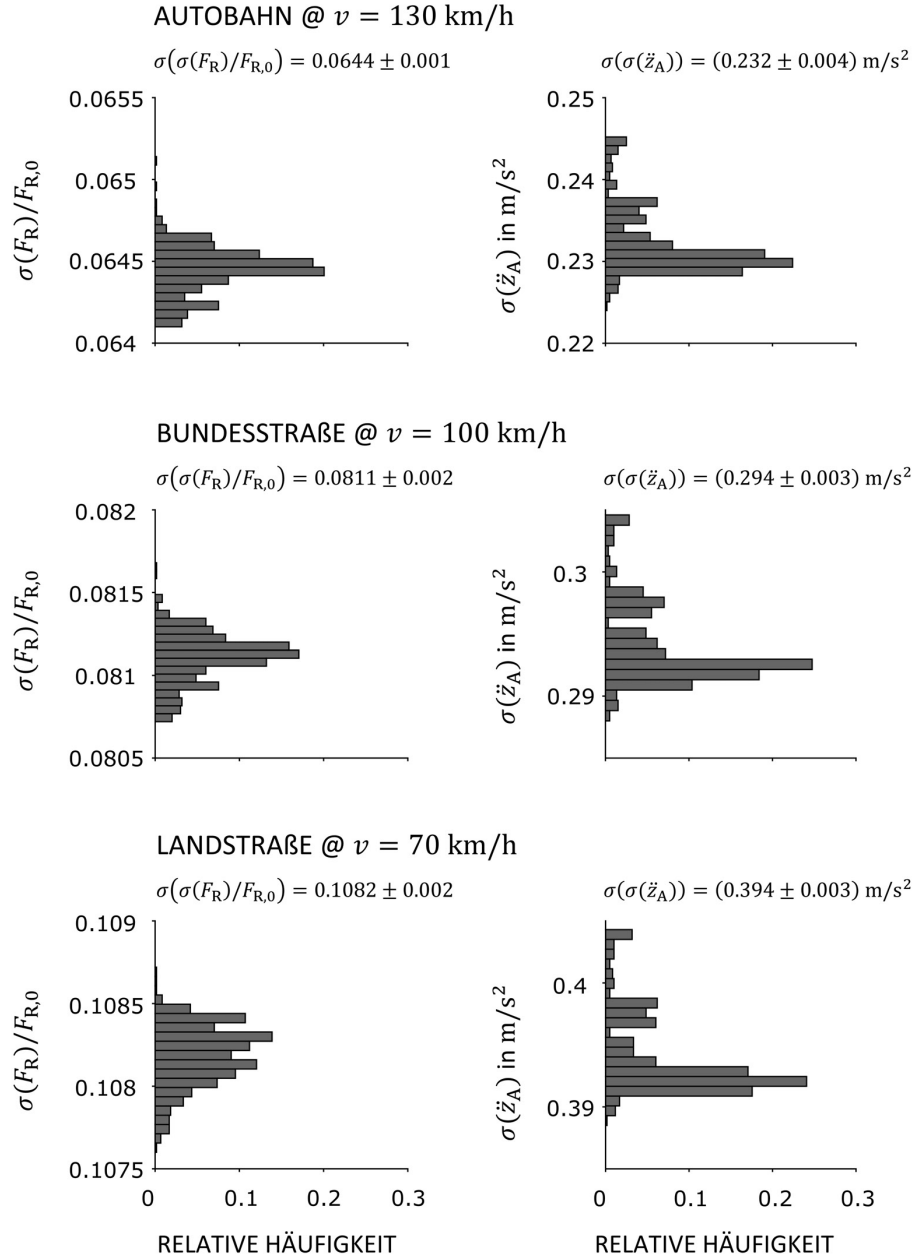


Abbildung 5.23 – Die Verteilung der Standardabweichung der relativen Radlastschwankung $\sigma(F_R)/F_{R,0}$ und der Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma(\ddot{z}_A)$ bei dem durchgeführten Dauerversuch mit dem Funktionsprototyp der aktiven Luftfeder.

Fazit

Die Dauerversuche haben gezeigt, dass der Funktionsdemonstrator der aktiven Luftfeder für den Einsatz im SFB-Demonstrator geeignet ist. Zukünftig sollte aus diesem Grund vor allem das Abrollkolbendesign angepasst und ein Rollbalg, der speziell auf die Anwendung ausgelegt ist, verwendet werden. Die HiL-Versuche zeigen eine sehr gute Wiederholgenauigkeit.

5.6 Fazit

Zunächst wurden die Aktorik und die Luftfeder experimentell identifiziert. Auf Basis dieser Ergebnisse erfolgte der im Sinne der H_2 -Norm optimale strukturbeschränkte Reglerentwurf. Neben einem einfachen statischen Regler mit Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit wurde ein Skyhook-Regler mit Preview implementiert.

In den HiL-Versuchen bei stochastischer Straßenanregung konnte gezeigt werden, dass mit diesen Reglern eine deutliche Steigerung des Fahrkomforts bei leicht verbesserter Fahrsicherheit mit der aktiven Luftfeder möglich ist. Eine Entkopplung des Aufbaus von der Straßenanregung im niedrigen Frequenzbereich wurde gezeigt. Somit kann die Luftfeder zur Minimierung von Kinetose eingesetzt werden. Die Versuchsergebnisse stimmen gut mit den Messungen überein. Dies zeigt, dass zum einen die Reglerauslegung mit dem linearen Modell gerechtfertigt ist und zum anderen, dass der Einfluss der HiL-Versuchsumgebung korrekt abgebildet wurde. Diese Ergebnisse konnten bei einer Einzelhindernisanregung in Form einer Kosinusflanke bestätigt werden – zum einen wurden die maximalen Beschleunigungen und Radlastschwankungen reduziert und zum anderen der Ausschwingvorgang verkürzt. Sowohl bei den stochastischen Straßenanregungen als auch bei den Einzelhindernisanregungen wurden mit dem Skyhook-Regler mit Preview die besten Ergebnisse erzielt. Eine zusätzliche Steigerung des Fahrkomforts war durch eine Adaption der Aufbaudämpfung möglich. Im konkreten Fall der Überfahrt der Kosinusflanke mit 10 km/h konnte bei einer Reduktion der Dämpfungskonstante um ca. die Hälfte die Aufbaubeschleunigung nahezu auf Null gehalten werden. Die Auswirkungen auf die Fahrsicherheit waren in diesem Fall gering. Es ist denkbar, ähnlich gute Werte mit einer Luftdämpfung realisieren zu können.

Eine Leistungsbetrachtung hat gezeigt, dass der Leistungsbedarf der aktiven Luftfeder stark vom verwendeten Regler abhängig ist. Wurden bei Verwendung des statischen Reglers bei der Überfahrt einer Landstraße mit 70 km/h im Mit-

tel nur knapp 10 W Stelleistung benötigt, waren es für den Regler mit Preview ca. 100 W. Die Versuche haben gezeigt, dass das Konzept der Energierückgewinnung über die gegenläufige Verstellung der Abrollkolbendurchmesser funktioniert und der Leistungsbedarf des Systems so um (45...60) % gesenkt werden kann.

Abschließend wurde ein Dauerversuch mit dem Funktionsprototyp durchgeführt. Dieser hat ergeben, dass die Standfestigkeit des Aktors für den Einsatz im SFB-Demonstrator ausreicht und dass die Wiederholbarkeit der HiL-Versuche sehr gut ist. Ein weiteres Ergebnis der Dauerversuche ist, dass der obere Abrollkolben zuerst versagt hat. Durch eine Verbesserung des Abrollkolbendesigns und einem Rollbalg, der speziell für den Einsatz in der aktiven Luftfeder ausgelegt ist, könnte dieses Problem behoben werden.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass sich aktiv geregelte Feder-Dämpfer-Systeme anbieten, um die steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort beim autonomen Fahren zu erfüllen. Durch eine Entkopplung des Fahrgastraums von der Straßenanregung werden der Fahrkomfort gesteigert und das Auftreten von Kinetose (Bewegungs- oder Reisekrankheit), die beispielsweise zu Übelkeit oder Schwindel führen kann, verringert.

Mit der aktiven Luftfeder der TU Darmstadt – einer Synthese aus Luftfeder und aktiver Federung – wird ein derartiges System konzipiert, entwickelt und ein Funktionsprototyp im Versuch validiert. Der Grundgedanke ist, die Vorteile einer konventionellen Luftfederung mit denen eines aktiven Systems zu kombinieren. Die aktive Luftfeder ist teiltragend und die Kraftstellung erfolgt durch eine Verstellung der tragenden (druckeffektiven) Fläche der Luftfeder im Betrieb mit einer Eckfrequenz¹ von 5 Hz. Hierfür werden kompakte, hydraulische Linearaktoren entwickelt. Sie sind in die beiden Abrollkolben der Luftfeder integriert und verstellen diese im Betrieb.

Ausgehend von der Frage nach der optimalen vertikaldynamischen Schwingungsminderung, wird zunächst ein Verfahren erarbeitet, um Vertikaldynamiksysteme bereits in einer frühen Phase der Entwicklung im Spannungsfeld zwischen Funktion und Aufwand bewerten zu können. Hierfür wird die Maximierung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit als mathematisches Optimierungsproblem – der Minimierung der H_2 -Norm der Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung – formuliert. Vorteile

¹ bei einem PT_1 -Übertragungsverhalten

der Methode sind, dass zum einen der maximal erreichbare Funktionsgewinn mit einem ideal aktiven System als Referenz im Sinne von „*Besser geht's nicht*“ bestimmt werden kann. Zum anderen ist eine Berücksichtigung der Aktordynamik und Stellkraft sowie der verfügbaren Stelleistung und des Schwingungsempfindens des Fahrgastes bei den Betrachtungen einfach möglich. In generischen Untersuchungen wird gezeigt, dass sich für die aktive Luftfeder – die primär zur Steigerung des Fahrkomforts und zur Minimierung von Kinetose verwendet werden soll – ein langsam-aktiver Aktor¹ anbietet. Mit diesem System kann ein wesentlicher Komfortgewinn erzielt werden. Insbesondere Schwingungen, die Kinetose verursachen, werden um mehr als 90 % reduziert².

Basierend auf den theoretischen Voruntersuchungen wird ein Prototyp der aktiven Luftfeder entwickelt. Dieser wird zukünftig im Demonstrator des Sonderforschungsbereichs 805 zur Schwingungsminderung verwendet. Das Konzept eignet sich auch zum Einsatz in einem Kfz. Die Produktentwicklung erfolgt mit der Resilienten Produktentwicklung (RPE), mit der Unsicherheit im Produktentwicklungsprozess beherrscht werden kann. Diese Unsicherheit entsteht beispielsweise aufgrund wissentlich (Ignoranz) oder unwissentlich (Unwissen) vernachlässigter Interaktion von Modulen während der Produktentwicklung. Die RPE baut auf dem Vorgehensmodell der VDI-Richtlinie 2206 auf und kombiniert diese mit dem im SFB 805 erforschten Prinzip der Resilienz.

Herzstück der aktiven Luftfeder ist die Aktorik. In beide Abrollkolben der Doppelbalg-Luftfeder sind kompakte hydraulische Aktoren integriert, die gemeinsam über einen doppeltwirkenden Zylinder angesteuert und gegenläufig verstellt werden. Dieses Konzept hat drei Vorteile: (i) es können größere Aktorkräfte gestellt werden, (ii) eine Regeneration von Stellenergie ist möglich und (iii) die Hydraulik der Aktorik ist „*trocken*“, da sie geschlossen und leckagefrei ist. Beim aktuellen Funktionsprototyp erfolgt der Antrieb des Zylinders hydraulisch. Es ist auch denkbar, diesen elektromechanisch auszuführen. Bei einer statischen Last von 2850 N und einem statischen Druck von 13.8 bar(a.) kann die aktive Luftfeder eine Kraft von ca. ± 1.2 kN stellen.

Um den Funktionsprototyp unter möglichst realistischen Bedingungen im Experiment zu untersuchen, werden Hardware-in-the-Loop-Versuche durchgeführt. Bei diesen Versuchen wird die aktive Luftfeder mit einem Echtzeit-

¹ Modelliert als PT₁-Glied mit der Eckfrequenz 5 Hz.

² Berechnungen am Viertelfahrzeug mit den Parametern aus Tabelle 3.1 bei Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h.

simulationsmodell des Viertelfahrzeugs gekoppelt. Durch die Vereinigung von realem und virtuellem System ist es mit geringem Aufwand möglich, Versuche bei verschiedenen Anregungen oder Reglerkonfigurationen durchzuführen. Der Entwurf der Regler – einem einfachen statischen Regler mit Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit und ein Skyhook-Regler mit Preview der Straßenanregung – erfolgt mit den identifizierten linearen Modellen der Aktorik und der Luftfeder. Die besten Ergebnisse können mit dem Skyhook-Regler mit Preview erzielt werden – bei unterschiedlichen Straßenanregungen sind die Ergebnisse ähnlich. Der Fahrkomfort kann bei der Fahrt auf einer Bundesstraße mit 100 km/h bei leicht verbesserter Fahrsicherheit um ca. 35 % gesteigert werden. Die Versuche zeigen, dass niederfrequente Schwingungen, die Kinetose verursachen, durch eine Isolation des Aufbaus gemindert werden können. Diese Ergebnisse können bei der Überfahrt von Einzelhindernissen bestätigt werden. Betrachtungen des Leistungsbedarfs des Aktors zeigen, dass dieser maßgeblich vom verwendeten Regler abhängt. Bei der Überfahrt einer Landstraße mit 70 km/h wird bei der Verwendung des einfachen statischen Reglers im Mittel nur eine Stelleistung von knapp 10 W benötigt – bei Verwendung des Skyhook-Reglers mit Preview hingegen sind es ca. 100 W. Die benötigte Stelleistung kann je nach Anregung und Reglerkonfiguration aufgrund der integrierten Energierückgewinnung um (45...60) % gesenkt werden. Abschließend wird in einem Dauerversuch gezeigt, dass die Standfestigkeit der aktiven Luftfeder für den Einsatz im SFB-Demonstrator gegeben ist.

6.2 Ausblick

6.2.1 Ausgangspunkte für zukünftige Untersuchungen

Die aktive Luftfeder wird – wie in Abbildung 1.9 gezeigt – noch in der dritten Förderperiode des SFB im SFB-Demonstrator eingesetzt. Hierfür sollte sie – wie bereits vorgesehen – um eine pneumatische Dämpfung erweitert werden. Das Ergebnis ist der aktive Luftfederdämpfer – ein integriertes Bauteil zum „Last tragen“, „Federn“, „Kraft stellen“ und „Dämpfen“. Im Gegensatz zu einem hydraulischen Dämpfer, „versteift“ der Luftfederdämpfer bei hochfrequenten Anregungen nicht. Dies ist vorteilhaft, da der Aktor nicht gegen den Dämpfer „arbeiten“ muss. In HiL-Versuchen konnte bereits gezeigt werden, dass sich eine Reduzierung der Aufbaudämpfung bei der Überfahrt einer Kosinusflanke positiv auf den Fahrkomfort auswirkt und die Fahrsicherheit nur geringfügig beeinflusst wird. Mit den Versuchen am Demonstrator können zum einen die HiL-Versuche validiert und zum anderen die neu gewonnenen Erkenntnisse genutzt werden, um das Echtzeitmodell des Viertelfahrzeugs

zu erweitern. Außerdem bietet es sich an, Versuche mit einer realen Achse durchzuführen, um beispielsweise den Einfluss von Querkraften auf die Luftfeder zu bestimmen. Für den praktischen Einsatz muss der Reglerentwurf so angepasst werden, dass nur real messbare Messgrößen verwendet werden. In der Regel sind dies die Beschleunigungen von Rad und Aufbau und gegebenenfalls Informationen über die Straßenanregung. Des Weiteren bietet es sich an, die realen Rauscheigenschaften der verwendeten Sensorik direkt in den Reglerentwurf zu integrieren. Ebenso ist die Berücksichtigung von Datenunsicherheit bzw. Parameterunsicherheit denkbar. So kann eine robuste Regelung für den praktischen Einsatz entworfen werden. Außerdem erscheinen Versuche am (virtuellen) Vollfahrzeug sinnvoll.

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass der Einsatz der aktiven Luftfeder in der aktuellen Bauweise als Doppelbalg-Luftfeder in einem Oberklasse-Fahrzeug schwierig ist. Dies liegt vor allem an den hohen Drücken in der Luftfeder in der Größenordnung von 30 bar(a.) und dem geringen Bauraum zur Integration der Aktorik im unteren Abrollkolben¹.

Aus diesem Grund werden in den folgenden Abschnitten kurz zwei alternative Bauformen der aktiven Luftfeder vorgestellt – die aktive Luftfeder in aufgelöster Bauweise und die semi-aktive Luftfeder.

6.2.2 Aufgelöste Bauweise der aktiven Luftfeder

Es ist davon auszugehen, dass niedrigbauende Fahrwerke im Rahmen der Elektromobilität an Bedeutung gewinnen werden². Dies führt zu einer Zerteilung des Fahrzeugs in das Chassis – auch Driving-Chassis genannt – und den Fahrgastraum. In Abbildung 6.1 ist ein Beispiel für solch ein Driving-Chassis gezeigt. Ein Merkmal dieses Fahrzeugkonzepts ist das niedrigbauende Chassis, das Platz für die Integration der Akkumulatoren und einen großen Fahrgastraum bieten muss. Zum Antrieb dieser Fahrzeuge werden elektrische Radnabenmotoren oder radnahe, radindividuelle Motoren verwendet. Aufgrund der höheren ungefederten Massen führen diese Antriebe allerdings zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts – wie bereits in Abbildung 1.4 gezeigt.

Dies steht in Konflikt zu den steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort beim autonomen Fahren, da Schwingungen von den Fahrgästen als weitaus störender empfunden werden, wenn sie während der Fahrt Tätigkeiten wie

¹ Details sind Abbildung C.1 in Anhang C.1 zu entnehmen.

² ERSOY U. A., „Zukunftsaspekte des Fahrwerks“, ([22], 2017)

Lesen oder Arbeiten nachgehen. Außerdem zeigen Studien, dass es beim autonomen Fahren zu Kinetose (Bewegungskrankheit) bei den Fahrgästen kommen kann (vgl. Einleitung von Kapitel 1).



Abbildung 6.1 – Das autonome Konzeptfahrzeug Snap von Rinspeed ist ein Beispiel für ein Driving-Chassis [109].

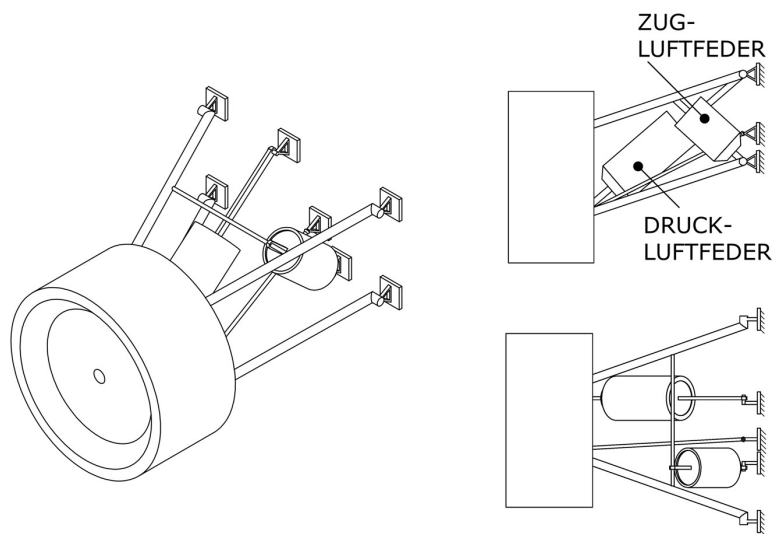
Abhilfe können aktive Systeme bieten, allerdings ist das aktuelle Doppelbalg-Konzept der aktiven Luftfeder aufgrund der großen Bauhöhe nicht für die Nutzung in einem Driving-Chassis konzipiert. Für dieses Fahrzeugkonzept eignen sich insbesondere niedrigbauende Einzerradaufhängungen, wie beispielsweise eine Doppel-Querlenker- oder eine Fünf-Lenker-Radaufhängung¹.

Die in Abbildung 6.2 vorgeschlagenen Anordnungen sehen die räumliche Auflösung der Doppelbalg-Luftfeder in eine einfache Zug- und Druckluftfeder vor^{2,3}. Beim Einfedern wird das Volumen der Druckluftfeder verkleinert und das der Zugluftfeder vergrößert. Neben der niedrigen Bauhöhe bei großen Stellkräften ist vorteilhaft, dass der Antrieb, der zur Versorgung des aktiven Systems mit Fremdenergie benötigt wird, einfacher integriert werden kann. Einen weiteren Vorteil bietet diese Bauweise, wenn die Luftfeder um eine pneumatische Dämpfung erweitert wird. Hierzu müssen die Kammern der beiden Luftfedern lediglich über eine Blende, an der die Dissipation der Schwingungsenergie erfolgt, verbunden werden (vgl. Kapitel 2.5). Bei dieser Bauweise kann die Blende einfach nach außen gelegt werden, was günstig für die Wärmeabfuhr ist.

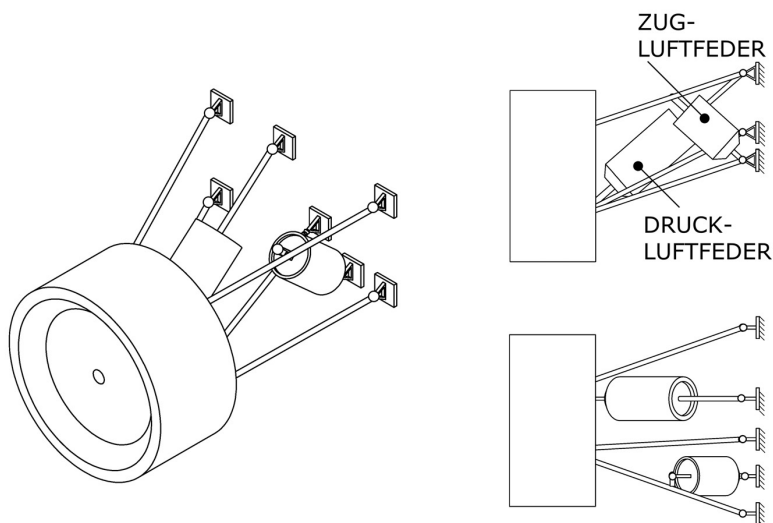
¹ MATSCHINSKY, *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, ([79], 2007)

² HEDRICH UND PELZ, „Anordnung einer aktiven Luftfeder für Einzerradaufhängungen niedrigbauender Fahrwerke (eingereicht)“, ([47], 2018)

³ Es ist auch denkbar, die aktive Luftfeder in aufgelöster Bauweise in anderen Einzerradaufhängungen wie einer Schwertlenker-Aufhängung einzusetzen.



(a) Doppel-Querlenker-Radaufhängung, bei welcher der Radträger mit zwei Querlenkern und einer Pendelstütze mit dem Aufbau verbunden ist.



(b) Fünf-Lenker-Radaufhängung, bei der fünf Pendelstützen den Radträger mit dem Aufbau verbinden.

Abbildung 6.2 – Aktive Luftfeder in aufgelöster Bauweise für Einzelradaufhängungen.

6.2.3 Die semi-aktive Luftfeder

Eine Alternative zur aktiven Luftfeder bietet die semi-aktive Luftfeder, bei der die Verstellung der Tragfläche direkt über die Einfederung erfolgt und nicht über die Zufuhr von Fremdenergie¹.

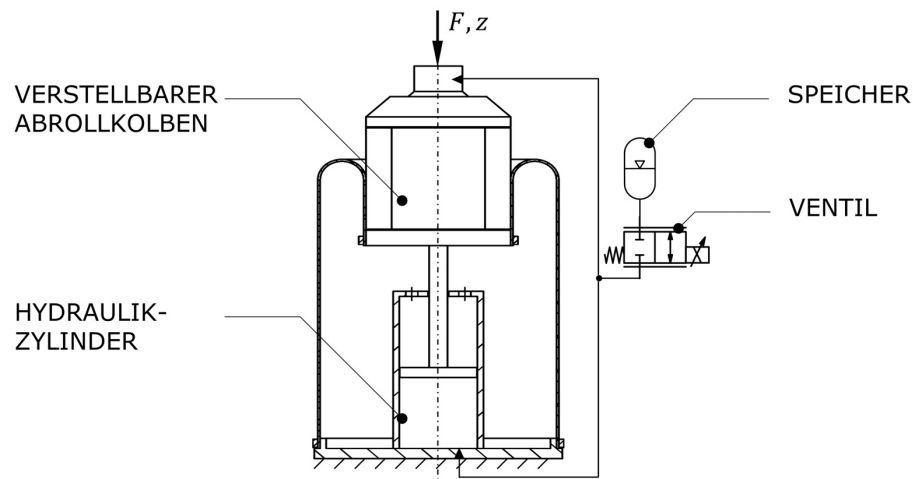


Abbildung 6.3 – Die semi-aktive Luftfeder der TU Darmstadt, bei der die Abrollkolbenverstellung an die Einfederung z gekoppelt ist [48].

In Abbildung 6.3 ist gezeigt, wie dies realisiert werden könnte². Über ein Schaltventil kann die Verstellung der Steifigkeit geregelt werden. Im einfachsten Fall hat das System die beiden Konfigurationen „steif“ und „weich“. Wenn die Konfiguration „steif“ vorliegt, wird über den parallel geschalteten Hydraulikzylinder, der gleichzeitig als Dämpfer fungiert, beim Einfedern Öl in den Aktor des Abrollkolbens gepumpt und so die Tragfläche der Luftfeder vergrößert. Dies führt zu einer Vergrößerung der Steifigkeit der Luftfeder über zwei gekoppelte Effekte: (i) wird der Abrollkolbendurchmesser einfederungsabhängig verstellt und (ii) wird eine zweite Steifigkeit durch die Verstellung des Abrollkolbendurchmessers parallel zu der Luftfeder geschaltet. Liegt die Konfiguration „weich“ vor, ist das Ventil geöffnet und das Öl fließt in den Speicher und nicht in den Aktor.

Prinzipiell ist es auch denkbar, mit diesem System eine Niveauregulierung über die Anpassung der Tragfläche durchzuführen. Dies hätte den Vorteil,

¹ HEDRICH UND PELZ, „Luftfedersystem (eingereicht)“, ([48], 2018)

² Es sind auch Ausführungen ohne Außenführung denkbar.

dass auf den für die Luftfeder benötigten Kompressor verzichtet werden könnte. Das Potential der semi-aktiven Luftfeder konnte bereits in ersten Voruntersuchungen gezeigt werden¹.

¹ HARDER, „Konzeptionierung und Auslegung von Luftfedern und Luftfederdämpfern mit verstellbaren Abrollkolben (Betreuer: P. Hedrich)“, ([37], 2018)

Literatur

- [1] M. Anderson Zackary, M. Giovanardi, C. Tucker, R. Leehey Jonathan, P. O'Shea Colin, J. Schneider, V. Gorelik, A. Zuckerman Richard, W. Neil Patrick, D. Sawyer Tyson und J. Wendell Ross. „Active Vehicle Suspension“. Patent US 20160075205 A1. Levant Power Corp. 21. Sep. 2015.
- [2] M. André, R. Joumard, R. Vidon, P. Tassel und P. Perret. „Real-world European driving cycles, for measuring pollutant emissions from high- and low-powered cars“. In: *Atmospheric Environment* 40.31 (2006), S. 5944–5953.
- [3] D. C. Batterbee, N. D. Sims und A. R. Plummer. „Hardware-in-the-loop simulation of a vibration isolator incorporating magnetorheological fluid damping“. In: *ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials* (Lisbon). 2005.
- [4] K. Beck, M. Beedle, A. van Bennekum, A. Cockburn, W. Cunningham, M. Fowler, J. Grenning, J. Highsmith, A. Hunt, R. Jeffries, J. Kern, B. Marick, R. Martin, S. Mallor, K. Shwaber und J. Sutherland. *The Agile Manifesto*. 2001. URL: <http://agilemanifesto.org/> (besucht am 30.03.2018).
- [5] T. Bedarff. „Grundlagen der Entwicklung und Untersuchung einer aktiven Luftfeder für Personenkraftwagen“. Dissertation. TU Darmstadt, 2017.
- [6] T. Bedarff, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Design of an Active Air Spring Damper“. In: *9th International Fluid Power Conference* (Dresden). 2014, S. 356–365.
- [7] T. Bedarff und P. F. Pelz. „Entwicklung und Untersuchung eines innovativen, aktiven Federungssystems“. In: *Antriebssysteme 2011* (Nürtingen). VDI-Berichte. 2011, S. 283–294.

- [8] T. Bedarff und P. F. Pelz. „Schwingungsminderung durch ein aktives hydro-pneumatisches Feder-Dämpfer-System“. In: *Schwingungsdämpfung: 2. VDI-Fachtagung* (Leonberg). VDI-Berichte. 2011, S. 93–106.
- [9] T. Bedarff, P. F. Pelz und J. Thurner. „Luftfeder mit beweglichen Kolbensegmenten und Rollbalg“. Patent DE 112012000804 A5. 23. Aug. 2012.
- [10] J. Berg. „Luftfedern“. In: *Schwingungstechnik für Automobile*. Hrsg. von J. Hempel. Weinheim: Vibracoustic, 2002, S. 291–332.
- [11] P. Bieberstein. „Fertigstellung und Inbetriebnahme einer aktiven Luftfeder mit verstellbarem Abrollkolben (Betreuer: P. Hedrich)“. Mastertesis. TU Darmstadt, 2016.
- [12] C. Bölling, C. Eidmann, A. Fath, C. Hasenfratz, P. Hedrich, K. Keller und M. Look. „Entwicklung und Bewertung eines hydraulischen Antriebskonzeptes“. Advanced Design Project. TU Darmstadt, 2011.
- [13] N. Brötz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Integrated Fluid Dynamic Vibration Absorber for Mobile Applications“. In: *11th International Fluid Power Conference* (Aachen). Bd. 1. 2018, S. 14–24.
- [14] N. Brötz. „Konstruktion und Inbetriebnahme eines hydraulischen Aktors für eine aktive Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2017.
- [15] Y. T. Chong und C.-H. Chen. „Customer needs as moving targets of product development: a review“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 48.1 (2010), S. 395–406.
- [16] R. G. Cooper. „Agile–Stage-Gate Hybrids“. In: *Research-Technology Management* 59.1 (2016), S. 21–29.
- [17] T. K. Dempsey und J. D. Leatherwood. „Vibration Ride Comfort Criteria“. In: *Proceedings of the Human Factors Society Annual Meeting* 20.14 (1976), S. 260–266.
- [18] C. Diels und J. E. Bos. „Self-driving carsickness“. In: *Applied Ergonomics* 53 Pt B (2016), S. 374–82.
- [19] K. Ehrlenspiel. *Integrierte Produktentwicklung*. München: Carl Hanser Verlag, 2009.
- [20] T. Ehrt. „Simulation des dynamischen Verhaltens von Luft-Feder-Dämpfern“. Diplomarbeit. TU Darmstadt, 2001.

- [21] M. Ersoy und S. Gies. *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten– Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren– Perspektiven*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [22] M. Ersoy, B. Heißing, S. Gies, C. Schimmel und S. Demmerer. „Zukunftsaspekte des Fahrwerks“. In: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten– Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren– Perspektiven*. Hrsg. von M. Ersoy und S. Gies. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 913–978.
- [23] D. E. Finkel. *DIRECT Optimization Algorithm User Guide*. Techn. Ber. Center for Research in Scientific Computation, North Carolina State University, 2003.
- [24] C. Fischer. „Aktive Luftfeder – PKW und Light Commerical Vehicle“. In: *CTI Konferenz Federung und Dämpfung im KFZ* (Stuttgart). Hrsg. von CTI. 2012.
- [25] F. Frühauf. „Aktive Fahrzeugfederung“. In: *Mechatronik - Mechanik/Elektrische Antriebstechnik* (Wiesloch). VDI Berichte. 2000, S. 27–37.
- [26] Gabler Wirtschaftslexikon. *Agile Softwareentwicklung*. 2018. URL: <https://wirtschaftslexikon.gabler.de/definition/agile-softwareentwicklung-53460> (besucht am 30.03.2018).
- [27] Gabler Wirtschaftslexikon. *Scrum*. 2018. URL: <https://wirtschaftslexikon.gabler.de/definition/agile-softwareentwicklung-53460/> (besucht am 30.03.2018).
- [28] T. Gally, C. Gehb, F. Hoppe, M. Schffner und J. Würtenberger. *Bewertung passiver, semi-aktiver und aktiver Systeme unter Unsicherheit (white paper)*. Report. Sonderforschungsbereich 805 (TU Darmstadt), 2016.
- [29] W. Gauchel und M. Wiegand. „Automated Commissioning of Pneumatic Systems“. In: *11th International Fluid Power Conference* (Aachen). Bd. 3. 2018, S. 342–350.
- [30] K.-J. Gerdiken und K.-P. Jker. „Vollaktives pneumatisches Federungssystem für ein Kraftfahrzeug, das auf dem Wirkprinzip des hydraulischen internen Verdrngerprinzips basiert“. Patent DE 10327485 A1. iXtronics GmbH. 5. Jan. 2005.

- [31] M. Gerhard. „Auslegung und Aufbau der hydraulischen Leistungsver-sorgung für ein aktives Federbein (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2016.
- [32] E. Graves. *Applying Agile to Hardware Development*. 2016. URL: <https://www.playbookhq.co/blog/agileinhardwarenewproductdevelopment/> (besucht am 30.03.2018).
- [33] J. Gray. *Why Do Computers Fail and What Can Be Done About It?* Techn. Ber. Tandem Computers, 1985.
- [34] G. Gumpoltsberger, J. Cichy, S. Pollmeyer und A. Neu. „Intelligently Networking of Chassis, Driveline, and Driver Assistance Systems“. In: *ATZ worldwide* 117.10 (2015), S. 28–33.
- [35] B. L. J. Gysen. „Generalized harmonic modeling technique for 2D electromagnetic problems : applied to the design of a direct-drive active suspension system“. Dissertation. Technische Universiteit Eindhoven, 2011.
- [36] D. Hamel. „Suspension pneumatique réglable pour véhicules automo-biles“. Patent FR 1225665. Kleber Colombes. 4. Juli 1960.
- [37] A. Harder. „Konzeptionierung und Auslegung von Luftfedern und Luft-federdämpfern mit verstellbaren Abrollkolben (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2018.
- [38] P. Hedrich, N. Brötz und P. F. Pelz. „Resilient Product Development – a New Approach for Controlling Uncertainty“. In: *Applied Mechanics and Materials* 885 (2018), S. 88–101.
- [39] P. Hedrich, F. J. Cloos, J. Würtenberger und P. F. Pelz. „Comparison of a New Passive and Active Technology for Vibration Reduction of a Vehicle under Uncertain Load“. In: *Applied Mechanics and Materials* 807 (2015), S. 57–66.
- [40] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. „Aktor mit einem linear verlager-baren Stellglied“. Patent DE 102015120011 A1. 18. Mai 2017.
- [41] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. „Design and Realization of an Adjustable Fluid Powered Piston for an Active Air Spring“. In: *10th International Fluid Power Conference* (Dresden). Bd. 1. 2016, S. 571–582.
- [42] P. Hedrich, M. Johe, C. Popp, P. Bieberstein, M. Gerhard, M. Rexer und S. Heuner. *Aktive Luftfeder – Konzeption, Entwicklung, Kon-struktion, Fertigung, Montage, Inbetriebnahme und Messdurchführung*. Techn. Ber. TU Darmstadt, 2018.

- [43] P. Hedrich, E. Lenz, N. Brötz und P. F. Pelz. „Active Pneumatic Suspension for Future Autonomous Vehicles: Design, Prove of Concept and Hardware-in-the-Loop Simulations“. In: *11th International Fluid Power Conference* (Aachen). Bd. 3. 2018, S. 352–365.
- [44] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Minimierung von Kinetose beim autonomen Fahren“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 120.7-8 (2018), S. 70–75.
- [45] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Minimizing of Kinetosis during Autonomous Driving“. In: *ATZ Woldwide* 120.7-8 (2018), S. 68–75.
- [46] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung“. In: *VDI-Fachtagung Schwingungen* (Nürtingen). VDI-Berichte. 2017, S. 447–460.
- [47] P. Hedrich und P. F. Pelz. „Anordnung einer aktiven Luftfeder für Einzelradaufhängungen niedrigbauender Fahrwerke (eingereicht)“. Patent DE 102018127301.0. 31. Okt. 2018.
- [48] P. Hedrich und P. F. Pelz. „Luftfedersystem (eingereicht)“. Patent DE 102018120023.4. 16. Aug. 2018.
- [49] P. Hedrich, P. F. Pelz, M. Nakhjiri, S. Fäth und S. Dehlwes. „Luftdämpfung als zukunftsweisende Technologie im Nutzfahrzeugbereich? Optimale Auslegung eines Luftfederdämpfers“. In: *3. VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung* (Leonberg). VDI Berichte. 2015, S. 145–153.
- [50] D. Heinrichs. „Autonomes Fahren und Stadtstruktur“. In: *Autonomes Fahren: Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte*. Hrsg. von M. Maurer, J. C. Gerdes, B. Lenz und H. Winner. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015, S. 219–239.
- [51] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [52] H. Hertz. *Die Prinzipien der Mechanik in neuem Zusammenhange dargestellt*. Bd. 3. Gesammelte Werke. Leipzig: J. A. Barth, 1894.
- [53] S. Heuner. „Inbetriebnahme einer aktiven Luftfeder mit hydraulischen Aktoren und Durchführung von Hardware-in-the-Loop-Versuchen (Betreuer: P. Hedrich)“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2017.
- [54] C. Hilgers, J. Brandes, H. Ilias, H. Oldenettel, A. Stiller und C. Tredler. „Aktives Luftfederfahrwerk für eine größere Bandbreite zwischen Komfort- und Dynamik-Abstimmung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111.9 (2009), S. 600–609.

- [55] J. Hoffmann und U. Brunner. *MATLAB und Tools*. Bonn: Addison-Wesley, 2002.
- [56] K. E. Hoffmann. „Variable Rate Air Spring Suspension“. Patent US 5169129 A. Bridgestone/Firestone Inc. 8. Dez. 1992.
- [57] E. Hollnagel. „Prologue: The Scope of Resilience Engineering“. In: *Resilience Engineering in Practice: A Guidebook*. Hrsg. von E. Hollnagel, J. Pariès, D. D. Woods und J. Wreathall. Ashgate Studies in Resilience Engineering. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2011, S. xxix–xxxix.
- [58] E. Hollnagel, D. Woods und N. Leveson. *Resilience Engineering: Concepts and Precepts*. Aldershot: Ashgate Publishing, Limited, 2007.
- [59] W. Hudson und F. Scrivner. „AASHO Road Test Principal Relationships – Performance with Stress, Rigid Pavements“. In: *Highway Research Board Special Report 73* (1962).
- [60] R. Isermann. *Fahrdynamik-Regelung*. Berlin: Springer Vieweg, 2006.
- [61] R. Isermann, J. Schaffnit und S. Sinsel. „Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems“. In: *Control Engineering Practice* 7.5 (1999), S. 643–653.
- [62] C. Jablonowski, C. Schimmel und V. Underberg. „The chassis of the all-new AUDI A8“. In: *8th International Munich Chassis Symposium 2017* (Wiesbaden). Springer Fachmedien, 2017, S. 7–26.
- [63] M. Johe. „Auslegung und Konstruktion eines hydraulischen Verstellmechanismus zur Variation der Tragfläche eines aktiven Luftfederdämpfers (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2015.
- [64] D. R. Jones, C. D. Perttunen und B. E. Stuckman. „Lipschitzian optimization without the Lipschitz constant“. In: *Journal of Optimization Theory and Applications* 79.1 (1993), S. 157–181.
- [65] D. Karnopp, M. J. Crosby und R. A. Harwood. „Vibration Control Using Semi-Active Force Generators“. In: *Journal of Engineering for Industry* 96.2 (1974), S. 619–626.
- [66] D. Karnopp. „Active Suspensions Based on Fast Load Levelers“. In: *Vehicle System Dynamics* 16.5-6 (1987), S. 355–380.
- [67] D. Karnopp. „Power Requirements for Vehicle Suspension Systems“. In: *Vehicle System Dynamics* 21.1 (1992), S. 65–71.
- [68] J. Kettenberger. „Luftfeder, insbesondere für Kraftfahrzeuge“. Patent DE 4135900 C2. Bayerische Motoren Werke AG. 13. Apr. 2005.

- [69] M. Klein. „Aktives Fahrwerksystem zur Optimierung des vertikal-dynamischen Fahrverhaltens“. Dissertation. RWTH Aachen, 2015.
- [70] J. R. Lackner. „Motion sickness: more than nausea and vomiting“. In: *Experimental Brain Research* 232.8 (2014), S. 2493–2510.
- [71] J. A. Ledin. „Hardware-in-the-Loop Simulation“. In: *Embedded Systems Programming* 12.2 (1999), S. 42–60.
- [72] E. Lenz. *Methodischer Reglerentwurf für eine aktive Luftfeder unter Unsicherheit*. interner Bericht. TU Darmstadt, 2017.
- [73] E. Lenz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“. In: *Forschung in Ingenieurwesen* 82.3 (2018), S. 171–185.
- [74] E. Lenz. *Identifikation dynamischer Systeme*. Vorlesungsskript. Regelungstechnik und Mechatronik (TU Darmstadt), 2015.
- [75] E. Lenz. *Robuste Regelung*. Vorlesungsskript. Regelungstechnik und Mechatronik (TU Darmstadt), 2017.
- [76] J. Lloyd. „Dual Airbag Airspring“. Patent US 7156382 B2. ArvinMeritor Technology. 2. Jan. 2007.
- [77] J. Lückel, T. Koch und J. Schmitz. „Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte“. In: *Mechatronik - Mechanik/Elektrische Antriebstechnik* (Wiesloch). VDI Berichte. 2000, S. 1–26.
- [78] K. Magnus, K. Popp und W. Sextro. *Schwingungen*. Wiesbaden: Springer, 2016.
- [79] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Berlin: Springer-Verlag, 2007.
- [80] M. Maurer, J. C. Gerdes, B. Lenz und H. Winner. *Autonomes Fahren*. Berlin: Springer Vieweg, 2015.
- [81] H. Merrow. „Hardware-in-the-loop simulation - One mass oscillator and quarter car model (Betreuer: P. Hedrich)“. Interner Bericht. TU Darmstadt, 2015.
- [82] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [83] M. Mitschke und H. Wallentowitz. „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“. In: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden, 2014, S. 369–441.

- [84] M. Morgenstern. „Experimentelle Erprobung einer aktiven Luftfeder und simulationsbasierte Systemuntersuchungen (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2018.
- [85] H. K. Müller. „Hermetische Dichtungen“. In: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*. Hrsg. von H. K. Müller. Waiblingen: Springer, 1990, S. 243–251.
- [86] M. Münster, U. Mair, H.-J. Gilsdorf, A. Thomä, C. Müller, M. Hippe und J. Hoffmann. „Elektromechanische aktive Aufbaukontrolle“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111.9 (2009), S. 644–649.
- [87] M. Nakashima. „Development, Potential, and Limitations of Real-Time Online (Pseudo-Dynamic) Testing“. In: *Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 359.1786 (2001), S. 1851–1867.
- [88] W. Neuschaefer. „Die Luftfederungen der amerikanischen Personenwagen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 62.10 (1960), S. 269–275.
- [89] A. Newey. *How to Build a Car*. London: HarperCollins Publishers Limited, 2017.
- [90] P. F. Pelz. „Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden“. In: *VDI-Tagung Schwingungsdämpfung* (Wiesloch). VDI Berichte. 2007, S. 289–304.
- [91] P. F. Pelz. „Fluidtechnik zwischen Funktion, Aufwand und Verfügbarkeit“. In: *Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe* 3 (2010), S. 1.
- [92] P. F. Pelz. *Theorie des Luft-Feder-Dämpfers*. Techn. Ber. Vibracoustic, 2004.
- [93] P. F. Pelz, T. Brüger und J. Merk. „Numerische Festigkeitsauslegung von Luftfedern“. In: *MP Materials Testing* 09 (2007), S. 447–454.
- [94] P. F. Pelz und J. Bottenbender. „The dynamic stiffness of an air-spring“. In: *International Conference on Noise and Vibration Engineering* (Leuven). Katholieke Universiteit Leuven - Departement Werktuigkunde, 2004, S. 1727–1736.
- [95] P. F. Pelz, F. J. Cloos, T. Corneli, P. Hedrich und M. Nakhjiri. „Leichtbautilger für Fahrwerke“. In: *3. VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung* (Leonberg). VDI Berichte. 2015, S. 121–129.

- [96] P. F. Pelz und P. Groche. *Antrag auf Finanzierung der dritten Förderperiode des Sonderforschungsbereichs 805*. Forschungsantrag. Sonderforschungsbereich 805 (TU Darmstadt), 2016.
- [97] P. F. Pelz und M. Mess. „Luftfederung und Luftdämpfung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit“. In: *ATZ* 109.03 (2007), S. 230–237.
- [98] P. F. Pelz und J. Müller. „Packaging von Luftfedersystemen“. In: *CTI Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“* (Stuttgart). 2004.
- [99] P. F. Pelz und J. Rösner. „Schwingungsfluiddämpfung- und/oder -federung“. Patent DE 102008007566 B4. 23. Okt. 2014.
- [100] P. F. Pelz und R. Sonnenburg. „Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung“. In: *VDI-Tagung Berechnung und Simulation in Fahrzeugbau 2004* (Würzburg). VDI Berichte. 2004, S. 527–542.
- [101] C. Popp. „Vergleich eines mechanischen und eines hydraulischen Verstellmechanismus zur Variation des Abrollkolbens einer Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2015.
- [102] M. Puff. „Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort“. Dissertation. Technische Universität, 2011.
- [103] M. Puff und P. F. Pelz. *Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern*. FAT-Schriftenreihe. Berlin: Verband der Automobilindustrie (VDA), 2009.
- [104] N. Puff. „Konzeptstudie einer aktiven Luftfederung für den Einsatz im KFZ (Betreuer: P. Hedrich)“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2017.
- [105] M. Pyper, W. Schiffer und W. Schneider. *ABC - Active Body Control: Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahrkomfort*. Bd. 241. Die Bibliothek der Technik. Landsberg: verlag moderne industrie, 2003.
- [106] M. Rexer. „Durchführung von Hardware-in-the-Loop-Versuchen mit einer aktiven Luftfeder (Betreuer: P. Hedrich)“. Bachelorthesis. TU Darmstadt, 2016.
- [107] K. Reybrouck, B. Vandersmissen und K. Six. „ACOCAR: Ultimate Comfort and Safety Through the Energy-Efficient Ective Damping System of Tenneco“. In: *21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (Aachen). 2012.

- [108] K.-J. Rieger und W. Schiehlen. „Active versus passive control of vehicle suspensions - hardware in the loop experiments“. In: *The active control of vibration* (London). Hrsg. von C. R. Burrows. Mechanical Engineering Publ., 1994.
- [109] Rinspeed. *Rinspeed Snap*. 2018. URL: https://www.rinspeed.eu/en/Snap_48_concept-car.html (besucht am 22.06.2018).
- [110] W. Rixmann. „Der große Borgward 2,3 Liter“. In: *ATZ - Automobil-technische Zeitschrift* 62.11 (1960), S. 308–309.
- [111] K. Roth. *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Berlin: Springer Verlag, 1982.
- [112] P. Sarhadi und S. Yousefpour. „State of the art: hardware in the loop modeling and simulation with its applications in design, development and implementation of system and control software“. In: *International Journal of Dynamics and Control* 3.4 (2014), S. 470–479.
- [113] M. Schöffner, B. Götz, C. Gehb, S. Mallapur, P. Hedrich, M. Krech und R. Platz. *Entwicklung des SFB-Demonstrators: Definition, Konzept, Optimierung, Entwurf*. Report. Sonderforschungsbereich 805 (TU Darmstadt), 2016.
- [114] A. Schindler. „Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2009.
- [115] T. Schmidt und K. Paetzold. „Agilität als Alternative zu traditionellen Standards in der Entwicklung physischer Produkte: Chancen und Herausforderungen“. In: *Design for X (DfX) Symposium* (Jesteburg). 2016, S. 255–267.
- [116] H. Schuette und P. Waeltermann. „Hardware-in-the-Loop Testing of Vehicle Dynamics Controllers – A Technical Survey“. In: *SAE 2005 World Congress & Exhibition* (Detroit). Hrsg. von S. International. SAE International, 2005.
- [117] M. Sivak und B. Schoettle. *Motion Sickness in Self-Driving Vehicles*. Report. Transportation Research Institute, University of Michigan, 2015.
- [118] S. Skogestad und I. Postlethwaite. *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2005.
- [119] J. Spurk und N. Aksel. *Strömungslehre*. Berlin: Springer-Verlag, 2010.

- [120] K. Steindorff, T. Lang und H.-H. Harms. „Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb“. In: *2. VDMA-Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen* (Karlsruhe). VDMA, 2009, S. 97–107.
- [121] R. Streiter. „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 1996.
- [122] A. G. Thompson und B. R. Davis. „A Technical Note on the Lotus Suspension Patents“. In: *Vehicle System Dynamics* 20.6 (1991), S. 381–383.
- [123] TrelleborgVibracoustic. *Schwingungstechnik im Automobil: Grundlagen, Werkstoffe, Konstruktion, Berechnung und Anwendungen*. Würzburg: Vogel Business Media, 2014.
- [124] H. E. Tseng und D. Hrovat. „State of the art survey: active and semi-active suspension control“. In: *Vehicle System Dynamics* 53.7 (2015), S. 1034–1062.
- [125] C. Tucker, M. Anderson Zackary, M. Lewis David, J. Wendell Ross und A. Alexandridis Alexander. „Active Suspension With Structural Actuator“. Patent US 20160059664 A1. Levant Power Corporation. 23. Apr. 2014.
- [126] M. Utz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Computing an Operating Strategy for an Active Body Control with Dynamic Programming in the Automotive Area“. In: *ECCOMAS Congress 2016 - VII European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering* (Crete). 2016.
- [127] VDI 2057. *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen*. Berlin: Beuth Verlag, Sep. 2002.
- [128] VDI 2064. *Aktive Schwingungsisolierung*. Berlin: Beuth Verlag, Okt. 2010.
- [129] VDI 2065. *Aktive Schwingungsminderung (Entwurf)*. Berlin: Beuth Verlag, März 2018.
- [130] VDI 2206. *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Berlin: Beuth Verlag, Juni 2004.
- [131] VDI 2221. *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Berlin: Beuth Verlag, Mai 1993.

- [132] R. Vos, I. J. M. Besselink und H. Nijmeijer. „Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles“. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control* (Loughborough). 2010, S. 835–840.
- [133] R. Wallace und G. Sillberg. *Self-driving cars: The next revolution*. Report. Center for Automotive Research und KPMG, Aug. 2012.
- [134] C. Wang. „Aufbau, Inbetriebnahme und Charakterisierung der hydraulischen Leistungsversorgung eines aktiven Fahrwerks (Betreuer: P. Hedrich)“. Masterthesis. TU Darmstadt, 2017.
- [135] U. Weist, J. Missel, S. Cytrynski, D. Mehren, T. Schwarz und S. Kern. „Fahrkomfort der Extraklasse“. In: *ATZextra* 18.5 (2013), S. 124–128.
- [136] H. Winner und W. Wachenfeld. „Auswirkungen des autonomen Fahrens auf das Fahrzeugkonzept“. In: *Autonomes Fahren: Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte*. Hrsg. von M. Maurer, J. C. Gerdes, B. Lenz und H. Winner. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015, S. 265–285.
- [137] S. Wolfried und W. Schiffer. „Active Body Control (ABD) - das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupes von DaimlerChrysler“. In: *VDI-Fachtagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn* (Hannover). VDI Berichte. 1999, S. 305–333.
- [138] P. Wright und D. Williams. „The application of active suspension to high performance road vehicles“. In: *IMecE Conference on Microprocessors in fluid power engineering* (Bath). Hrsg. von M. E. Publications. 1984.
- [139] S.-J. Yeh, I. Albers und S. Pollmeyer. „An Electrically Driven Chassis System Concept for Sub-Compact Vehicles with Integrated Close-to-Wheel Motors“. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (Berlin). Springer, 2013, S. 979–985.
- [140] J. Zhang. „Aktives Luftfedersystem für einen Pkw“. Diss. RWTH Aachen, 2006.
- [141] K. Zhou. *Essentials of Robust Control*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1998.

Anhang A

Herleitungen

A.1 Axialkraftänderung der Luftfeder

Die Axialkraft der Luftfeder ist

$$F = (p - p_u) A_T , \quad (\text{A.1})$$

wobei A_T die tragende Fläche der Luftfeder, p der Luftdruck in der Luftfeder und p_u der Umgebungsdruck ist. Das totale Differential der Axialkraft ist

$$\begin{aligned} dF &= \frac{\partial F}{\partial p} dp + \frac{\partial F}{\partial A_T} dA_T \\ &= A_T dp + (p - p_u) dA_T \\ &\approx A_T dp + p dA_T . \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Die Vereinfachung gilt für $p \gg p_u$. Die daraus resultierende relative Kraftänderung ist

$$\begin{aligned} \frac{dF}{F_0} &\approx \frac{A_T}{A_{T0}} \frac{dp}{p_0} + \frac{p}{p_0} \frac{dA_T}{A_{T0}} \\ &\approx \frac{dp}{p_0} + \frac{dA_T}{A_{T0}} , \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

mit der statischen Last $F_0 \approx A_{T0} p_0$. Das totale Differential für den Druck ergibt sich mit der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase $pV = mRT$ und der Annahme einer polytropen Zustandsänderung

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^{n_p} \quad (\text{A.4})$$

zu

$$\begin{aligned} dp &= \frac{\partial p}{\partial V} dV + \frac{\partial p}{\partial m} dm + \frac{\partial p}{\partial T} dT \\ &= -n_p p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^{n_p} \frac{dV}{V} + \frac{RT}{V} dm + \frac{mR}{V} dT . \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Für die relative Druckänderung gilt dann

$$\begin{aligned} \frac{dp}{p_0} &= -n_p \frac{1}{V} \left(\frac{V_0}{V} \right)^{n_p} dV + \frac{RT}{V p_0} dm + \frac{mR}{V p_0} dT \\ &\approx -n_p \frac{dV}{V_0} + \frac{dm}{m_0} + \frac{dT}{T_0} \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

und die relative Kraftänderung ist somit

$$\frac{dF}{F_0} \approx -n_p \frac{dV}{V_0} + \frac{dm}{m_0} + \frac{dT}{T_0} + \frac{dA_T}{A_{T,0}} . \quad (\text{A.7})$$

Für das totale Differential der Tragfläche $A_T = \text{fn}(z, t)$ gilt

$$\frac{dA_T}{A_{T,0}} = \frac{\partial A_T}{\partial z} \frac{dz}{A_{T,0}} + \frac{\partial A_T}{\partial t} \frac{dt}{A_{T,0}} , \quad (\text{A.8})$$

analog für das Luftfedervolumen $V = \text{fn}(z, t)$

$$\frac{dV}{V_0} = \frac{\partial V}{\partial z} \frac{dz}{V_0} + \frac{\partial V}{\partial t} \frac{dt}{V_0} . \quad (\text{A.9})$$

Gl. (A.8) und Gl. (A.9) in Gl. (A.7) eingesetzt und umgeformt liefert

$$\begin{aligned} dF &\approx \left(-\frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \frac{\partial V}{\partial z} + p_0 \frac{\partial A_{T,0}}{\partial z} \right) dz + \left(-\frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \frac{\partial V}{\partial t} + p_0 \frac{\partial A_T}{\partial t} \right) dt \\ &\quad + p_0 A_{T,0} \frac{dT}{T_0} + p_0 A_{T,0} \frac{dm}{m_0} . \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

Eine Linearisierung der Kraftänderung (A.10) um die Konstruktionslage der Luftfeder und die Vernachlässigung der Temperaturänderung führt zu

$$\begin{aligned} \Delta F &= c_0 \Delta z - \frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \frac{\partial V}{\partial t} \Big|_0 \Delta t + p_0 \frac{\partial A_T}{\partial t} \Big|_0 \Delta t + \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} \Delta m \\ &= c_0 \Delta z - \frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \Delta V + p_0 \Delta A_T + \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} \Delta m , \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

mit der Verdängerfläche der Luftfeder $A_{V_0} := -dV/dz|_0$ und der (passiven) Steifigkeit der Luftfeder

$$c_0 := \frac{n_p p_0 A_{V_0} A_{T_0}}{V_0} + \frac{\partial A_T}{\partial z} \Big|_0 p_0 . \quad (\text{A.12})$$

In der Luftfedersteifigkeit ist die einfederungsabhängige Druckänderung sowie die passive Tragflächenänderung durch Konturierung des Abrollkolbens zusammengefasst. Die aktive Verstellung der Tragfläche ΔA_T und des Luftfedervolumens ΔV können einfederungs- oder zeitabhängig sein.

Die Gesamtkraft der Luftfeder ergibt sich aus Gl. (A.11) mit der statischen Last zu

$$\begin{aligned} F &= F_0 + \Delta F \\ &= F_0 + c_0 z + \frac{p_0 A_{T,0}}{m_0} \Delta m + p_0 \Delta A_T - \frac{n_p p_0 A_{T,0}}{V_0} \Delta V , \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

wobei der Übersichtlichkeit halber für die Einfederung $z = \Delta z$ gesetzt wird. Der erste Term auf der rechten Seite von Gl. (A.13) ist die statische Last, der zweite die Kraftänderung aufgrund der Einfederung, der dritte Term beschreibt den Einfluss der Massenänderung (wird beispielsweise zur Niveauregulierung genutzt), der vorletzte die Veränderung der Tragfläche und der letzte die Volumenänderung. Für den Fall, dass die Luftmassenänderung und die (externe) Volumenänderung vernachlässigbar sind, ist die Axialkraft

$$\begin{aligned} F &= F_0 + \Delta F \\ &= F_0 + c_0 z + p_0 \Delta A_{T_0} . \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

A.2 Beladungsunabhängige Aufbaueigenfrequenz bei Verwendung einer Luftfeder

Unter der Annahme, dass der Einfluss der Radmasse m_{R} in der Resonanz des Aufbaus vernachlässigt werden kann, gilt für die Aufbaueigenfrequenz des Viertelfahrzeugs

$$\omega_{\text{A},0}^2 \approx \frac{k_{\text{A}}}{m_{\text{A}}} , \quad (\text{A.15})$$

mit der linearisierten Steifigkeit der Luftfeder ohne Konturierung des Abrollkolbens ($\partial A_{\text{T},0}/\partial z \equiv 0$) nach Gl. (A.12)

$$k_{\text{A}} = n_{\text{p}} p_0 \frac{A_{\text{V}0} A_{\text{T}0}}{V_0} \quad (\text{A.16})$$

und

$$\begin{aligned} F_0 &= m_{\text{A}} g \\ &= (p - p_{\text{u}}) A_{\text{T}} \\ &\approx p A_{\text{T}} , \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

für die Annahme $p \gg p_{\text{u}}$, folgt

$$\begin{aligned} \omega_{\text{A},0}^2 &\approx n_{\text{p}} \frac{g A_{\text{V}}}{V_0} \\ &= n_{\text{p}} \frac{g}{l} , \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

mit der charakteristischen Länge der Luftfeder $l := V_0/A_{\text{T}}$.

A.3 Analytische Betrachtung der Radvergrößerungsfunktion am Viertelfahrzeug bei pneumatischer Dämpfung

Anhand einer Energiebetrachtung wird die maximale Radvergrößerung an einem Viertelfahrzeug mit pneumatischer Dämpfung in Anlehnung an Hedrich¹ hergeleitet. Die Fußpunktweganregung $z_S = \hat{z}_S \cos(\Omega t)$ über die Radsteifigkeit c_R führt zu der Bewegung des Rades $z_R = \hat{z}_R \cos(\Omega t - \Psi)$. Sie ist äquivalent zu einer Anregung der Radmasse mit der Radlastschwankung $F_R = c_R(z_S - z_R)$, siehe Abbildung A.1. Die dem System zugeführte Leistung ist nach Magnus²

$$\begin{aligned} P_z &= F_R \dot{z}_R \\ &= \frac{1}{2} c_R (\hat{z}_R^2 \sin(2\Omega t - 2\Psi) - \hat{z}_S \hat{z}_R \sin(2\Omega t - \Psi) + \hat{z}_S \hat{z}_R \sin(-\Psi)) \\ &= P_{z,B} + P_{z,W} , \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

mit der Blindleistung $P_{z,B}$ und der Wirkleistung

$$P_{z,W} = \frac{1}{2} c_R \hat{z}_S \hat{z}_R \sin(-\Psi) . \quad (\text{A.20})$$

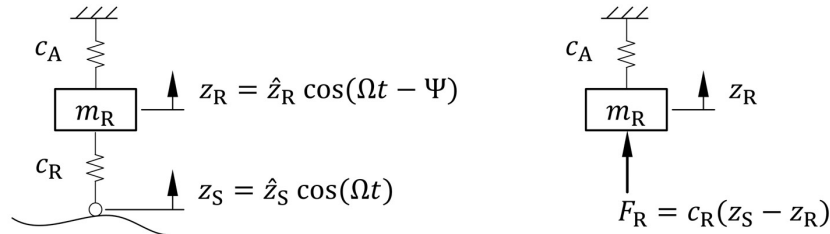


Abbildung A.1 – Modell des Schwingers mit einem Freiheitsgrad zur Betrachtung der Radvergrößerungsfunktion bei pneumatischer Dämpfung.

Aus der Wirkleistung kann die dem System während einem Schwingenspiel mit

¹ HEDRICH U. A., „Luftdämpfung als zukunftsweisende Technologie im Nutzfahrzeugbereich? Optimale Auslegung eines Luftfederdämpfers“, ([49], 2015)

² MAGNUS, POPP UND SEXTRO, *Schwingungen*, ([78], 2016)

der Periodendauer $T = 2\pi/\Omega$ zugeführte Energie berechnet werden. Diese ist

$$\begin{aligned} W_z &= \int_0^T P_{z,w} dt \\ &= c_R \pi \hat{z}_S \hat{z}_R \sin(-\Psi) . \end{aligned} \quad (\text{A.21})$$

Die zugeführte Energie muss im eingeschwungenen Zustand im Luftfederdämpfer dissipiert werden. Die Dämpfarbeit des Luftfederdämpfers (LFD) kann vereinfacht mit dem linearen Ersatzmodell nach Pelz¹ berechnet werden und für sie gilt

$$W_D = \pi \hat{z}_R \hat{F}_D . \quad (\text{A.22})$$

Die Dämpfungskraft ist

$$\hat{F}_D = \hat{z}_R \mathbb{Im}\{\underline{c}\} , \quad (\text{A.23})$$

mit der komplexen Steifigkeit des Ein-Ventil-LFD

$$\underline{c} = c_0 \frac{1 + j f^+}{1 + j f_+ c_0 / c_\infty} . \quad (\text{A.24})$$

In dieser Gleichung sind c_0 und c_∞ die dynamischen Steifigkeiten des LFD und $f_+ = \Omega/f_0$ die mit der Abstimmungsfrequenz f_0 des Ventils entdimensionierte Anregungsfrequenz. Außerdem gilt $j^2 = -1$. Für den optimal abgestimmten LFD wird die Dämpfarbeit maximal, da der Imaginärteil der komplexen Steifigkeit

$$\mathbb{Im}\{\underline{c}\} = \frac{c_0 c_\infty (c_0 - c_\infty) f^+}{c_0^2 f_+^2 + c_\infty^2} \quad (\text{A.25})$$

maximal ist. Durch Ableiten von Gl. (A.25) nach f_+ und Nullsetzen kann der maximale Imaginärteil der komplexen Steifigkeit zu

$$\begin{aligned} \max(\mathbb{Im}\{\underline{c}\}) &= \mathbb{Im}\{\underline{c}(c_\infty/c_0)\} \\ &= \frac{c_\infty - c_0}{2} \end{aligned} \quad (\text{A.26})$$

¹ PELZ UND SONNENBURG, „Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung“, ([100], 2004)

bestimmt werden. Die Grenzwertbetrachtungen $\lim_{f^+ \rightarrow \infty} \mathbb{I}\mathfrak{m}\{\underline{c}\} = 0$ und $\lim_{f^+ \rightarrow 0} \mathbb{I}\mathfrak{m}\{\underline{c}\} = 0$ zeigen, dass die hinreichende Bedingung für ein Maximum erfüllt ist. Folglich ist die maximale Dämpfarbeit des LFD

$$W_{\text{D,max}} = \pi \hat{z}_{\text{R}}^2 \frac{c_{\infty} - c_0}{2} . \quad (\text{A.27})$$

Für den Fall, dass der LFD optimal auf die Radeigenfrequenz abgestimmt ist, gilt $\Psi = -\pi/2$ und

$$\begin{aligned} W_z &= c_{\text{R}} \pi \hat{z}_{\text{S}} \hat{z}_{\text{R}} \\ &= W_{\text{D,max}} . \end{aligned} \quad (\text{A.28})$$

Durch Umformen von (A.28) kann die Vergrößerungsfunktion des Rades

$$\begin{aligned} V_{\text{R}} &= \frac{z_{\text{R}}}{z_{\text{S}}} \\ &= \frac{2 c_{\text{R}}}{c_{\infty} - c_0} \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

berechnet werden.

A.4 Ideal geregeltes aktives Fahrwerk

Alle Herleitungen erfolgen in Anlehnung an die bei Mitschke¹ dargestellten Betrachtungen für ein allgemeines, ideal geregeltes Fahrwerk ohne Raddämpfung. Im Folgenden werden die Ansätze um die Raddämpfung erweitert und das in Abbildung A.2 gezeigte aktive Viertelfahrzeug untersucht.

Die Bewegungsgleichungen für dieses allgemeine Fahrwerk sind

$$m_A \ddot{z}_A = F \quad (\text{A.30})$$

$$m_R \ddot{z}_R = F_R - F, \quad (\text{A.31})$$

mit der Radlast $F_R = c_R(z_S - z_R) + d_R(\dot{z}_S - \dot{z}_R)$ und der (unbekannten) Kraft F , die zwischen Aufbau und Rad wirkt. Mitschke erweitert die Bewegungs-

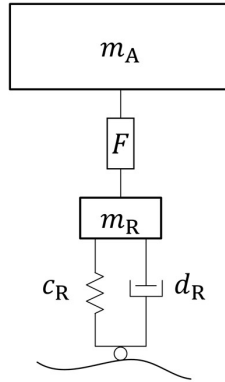


Abbildung A.2 – Allgemeine Darstellung eines aktiven Fahrwerks nach Mitschke.

gleichung des Rades und die Radlast komplex und leitet aus der Betrachtung des Zeigerdiagramms her, dass für die Amplitude der Kraft

$$\hat{F} = c_R \eta_R^2 \hat{z}_S - \left| 1 - \frac{\eta_R^2}{1 - j \omega d_R / c_R} \right| \hat{F}_R \quad (\text{A.32})$$

gelten muss, damit die komplexen Amplituden der Radlastschwankung \hat{F}_R und der Aufbaubeschleunigung $\hat{\ddot{z}}_A$ klein sind. Die Anregungsfrequenz ω wird mit der Radsteifigkeit und der Radmasse entdimensioniert, es gilt $\eta_R = \omega / \sqrt{c_R / m_R}$.

¹ MITSCHKE UND WALLENTOWITZ, „Kraftfahrzeug, Unebenheits-Einpunktanregung“, ([83], 2014)

Aus der komplex ergänzten Bewegungsgleichung des Aufbaus Gl. (A.30) und der Kraftamplitude nach Gl. (A.32) ergibt sich nach Umformen die Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit der Radlast

$$\frac{\hat{\ddot{z}}_A}{\hat{\ddot{z}}_S} = \frac{1}{m_A} \left[c_R \eta_R^2 - \left| 1 - \frac{\eta_R^2}{1 - j \omega d_R / c_R} \right| \frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} \right] \quad (\text{A.33})$$

bzw. die Radlast in Abhängigkeit der Aufbaubeschleunigung

$$\frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} = \frac{c_R \eta_R^2 - \hat{\ddot{z}}_A / \hat{\ddot{z}}_S m_A}{|1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|} . \quad (\text{A.34})$$

Gl. (A.33) und Gl. (A.34) veranschaulichen, dass auch bei aktiven Fahrwerken ein Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit besteht. Die Standardabweichung für die Aufbaubeschleunigung $\sigma(\ddot{z}_A)$ und die Standardabweichung der relativen Radlast $\sigma(F_R)/F_{R0}$, mit der statischen Radlast $F_{R0} = (m_A + m_R)g$, sind voneinander abhängig. Ziel ist es, diese beiden Größen zu minimieren. Dies entspricht einer Minimierung des Gütefunktional

$$Q = g_K \sigma(\ddot{z}_A)^2 + g_F \left(\frac{\sigma(F_R)}{F_{R0}} \right)^2 . \quad (\text{A.35})$$

Da es sich um eine Pareto-Optimierung handelt, kann die Gewichtung zwischen den beiden Zielgrößen über g_K und g_F verschoben werden, wobei g_K die Einheit s^2/m^4 hat und g_F dimensionslos ist.

Die Standardabweichungen sind

$$\sigma(\ddot{z}_A)^2 = \int_0^{\omega_{\max}} \left(\frac{\hat{\ddot{z}}_A}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)^2 \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega \quad (\text{A.36})$$

und

$$\sigma(F_R)^2 = \int_0^{\omega_{\max}} \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)^2 \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega , \quad (\text{A.37})$$

mit der spektralen Dichte der Unebenheit $\phi_{z_S z_S, \omega}(\omega)$. Eingesetzt in Gl. (A.35) führt das zu dem Gütefunktional

$$\begin{aligned} Q &= g_F \int_0^{\omega_{\max}} \left[\frac{g_K}{g_F} \left(\frac{\hat{\ddot{z}}_A}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)^2 + \frac{1}{F_{R0}^2} \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{\ddot{z}}_S} \right)^2 \right] \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega \\ &= g_F \int_0^{\omega_{\max}} K \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega . \end{aligned} \quad (\text{A.38})$$

Es gilt

$$K = \frac{g_K}{g_F} \left(\frac{\hat{z}_A}{\hat{z}_S} \right)^2 + \frac{1}{F_{R0}^2} \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{z}_S} \right)^2$$

$$= \left[\frac{g_K}{g_F} + \frac{m_A^2}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \right] \left(\frac{\hat{z}_A}{\hat{z}_S} \right)^2 - \left[\frac{2c_R \eta_R^2 m_A}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \right] \left(\frac{\hat{z}_A}{\hat{z}_S} \right) + \frac{c_R^2 \eta_R^4}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \quad (\text{A.39})$$

$$= \left[\frac{g_K}{g_F} \frac{|\dots|^2}{m_A^2} + \frac{1}{F_{R0}^2} \right] \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{z}_S} \right)^2 - \left[\frac{2c_R \eta_R^2 |\dots|}{m_A^2} \frac{g_K}{g_F} \right] \left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{z}_S} \right) + \frac{c_R^2 \eta_R^4}{m_A^2} \frac{g_K}{g_F}, \quad (\text{A.40})$$

mit $|\dots| = \left| 1 - \frac{\eta_R^2}{1 - j \omega d_R / c_R} \right|$.

Um das Gütefunktional Q zu minimieren, kann ein Minimum für K bestimmt werden. Die erste und zweite Ableitung von $K = \text{fn}(\hat{z}_A / \hat{z}_S)$ sind

$$\frac{dK}{d(\hat{z}_A / \hat{z}_S)} = 2 \left[\frac{g_K}{g_F} + \frac{m_A^2}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \right] \left(\frac{\hat{z}_A}{\hat{z}_S} \right) - \frac{2c_R \eta_R^2 m_A}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \quad (\text{A.41})$$

und

$$\frac{d^2 K}{d(\hat{z}_A / \hat{z}_S)^2} = 2 \left[\frac{g_K}{g_F} + \frac{m_A^2}{F_{R0}^2 |\dots|^2} \right]. \quad (\text{A.42})$$

Nullsetzen der ersten Ableitung führt zu

$$\left(\frac{\hat{z}_A}{\hat{z}_S} \right)_{\min} = \frac{\eta_R^2 c_R m_A}{m_A^2 + g_K / g_F F_{R0}^2 |1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|^2} \quad (\text{A.43})$$

und

$$K_{\min}(\omega) = K \left(\left(\hat{z}_A / \hat{z}_S \right)_{\min} \right). \quad (\text{A.44})$$

Die hinreichende Bedingung für eine Minimum ($d^2 K / d(\hat{z}_A / \hat{z}_S) > 0$) ist erfüllt. Das minimale Gütefunktional ist somit

$$Q_{\min} = g_F \int_0^{\omega_{\max}} K_{\min} \phi_{z_S z_S, \omega}(\omega) d\omega. \quad (\text{A.45})$$

Die minimale Radlast kann analog hergeleitet werden und es gilt

$$\left(\frac{\hat{F}_R}{\hat{z}_S} \right)_{\min} = \frac{\eta_R^2 c_R |1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|}{|1 - \eta_R^2 / (1 - j \omega d_R / c_R)|^2 + g_F / g_K m_A^2 / F_{R0}^2}. \quad (\text{A.46})$$

Für die Herleitung werden die ersten beiden Ableitung von $K = \text{fn}(\hat{F}_{\text{R}}/\hat{z}_{\text{S}})$ benötigt. Sie sind

$$\frac{\text{d}K}{\text{d}(\hat{F}_{\text{R}}/\hat{z}_{\text{S}})} = 2 \left[\frac{g_{\text{K}}}{g_{\text{F}}} \frac{|\dots|^2}{m_{\text{A}}^2} + \frac{1}{F_{\text{R0}}} \right] \left(\frac{\hat{F}_{\text{R}}}{\hat{z}_{\text{S}}} \right) - \left[\frac{2c_{\text{R}}\eta_{\text{R}}^2 |\dots|}{m_{\text{A}}^2} \frac{g_{\text{K}}}{g_{\text{F}}} \right] \quad (\text{A.47})$$

und

$$\frac{\text{d}^2 K}{\text{d}(\hat{F}_{\text{R}}/\hat{z}_{\text{S}})^2} = 2 \left[\frac{g_{\text{K}}}{g_{\text{F}}} \frac{|\dots|^2}{m_{\text{A}}^2} + \frac{1}{F_{\text{R0}}} \right] . \quad (\text{A.48})$$

A.5 Vereinfachte Berechnung der Antriebsleistung für das Referenzfahrzeug

Für den Fall, dass das Fahrzeug auf ebener Strecke mit einer konstanten Geschwindigkeit v fährt, ist die benötigte Antriebsleistung¹

$$P_{\text{An}} = v (F_{\text{L}} + F_{\text{Roll}}) + 4 P_{\text{D}} , \quad (\text{A.49})$$

mit der Luftwiderstandskraft

$$F_{\text{L}} = \frac{1}{2} \varrho_{\text{L}} c_{\text{W}} v^2 A_{\text{S}} \quad (\text{A.50})$$

und dem Rollwiderstand

$$F_{\text{Roll}} = m_{\text{ges}} g k_{\text{Roll}} \quad (\text{A.51})$$

sowie der Dämpferleistung P_{D} . Für eine einfache Bestimmung der Größenordnung der Antriebsleistung werden die in Tabelle A.1 aufgelisteten Parameter verwendet.

Tabelle A.1 – Parameter für die Abschätzung der Antriebsleistung des Referenzfahrzeugs. Die Kenndaten sind aus Ersoy [21] entnommen und die Dämpferleistung für die Überfahrt der typischen Kreisstraße mit $v = 70 \text{ km/h}$ simulativ berechnet.

Dämpferleistung P_{D}	50 W
Gesamtfahrzeuggewicht m_{ges}	1400 kg
Gravitationskonstante g	$9.81 \text{ m}^3/(\text{kg s}^2)$
Luftdichte ϱ_{L}	1.2 kg/m^3
Luftwiderstandsbeiwert c_{W}	0.3
Rollwiderstandsbeiwert k_{Roll}	0.01
Stirnfläche A_{S}	2.2 m^2

¹ ERSOY UND GIES, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven*, ([21], 2017)

A.6 Abhängigkeit der Aktorstellkraft vom Aktorweg

Vereinfacht gilt für die Stellkraft

$$\begin{aligned}\Delta F_{\text{Akt}} &= (i_{x,1} k_{x,1} + i_{x,2} k_{x,2}) x \\ &= \hat{K} x ,\end{aligned}\tag{A.52}$$

mit der Konstanten \hat{K} , dem Aktorweg x und den Übersetzungen der Segmentpositionen $i_{x,1} := x_1/x$ und $i_{x,2} := x_2/x$. Die Konstanten $k_{x,1}$ und $k_{x,2}$ werden – analog zu der Herleitung der Axialkraftänderung der aktiven Luftfeder in Kapitel 2.3 – durch Ableiten und Linearisieren von Gl. (2.32) um die Konstruktionslage bei Annahme einer adiabaten Zustandsänderung $p = p_0 (V_0/V(x_1, x_2, z))^\gamma$ hergeleitet. Das Volumen der Luftfeder ist nach Gl. (2.23)

$$V(x_1, x_2, z) = V_0 - (A_{V,1} + A_{V,2}) z - A_{V,\text{Seg},1} x_1 - A_{V,\text{Seg},2} x_2 ,\tag{A.53}$$

mit den entsprechenden Verdrängerflächen aus Gl. (2.24) und Gl. (2.25). Die resultierende linearisierte Aktorstellkraft ist

$$\Delta F_{\text{Akt}} = k_{x,1} x_1 + k_{x,2} x_2 ,\tag{A.54}$$

mit den beiden Konstanten

$$\begin{aligned}k_{x,1} &= -\gamma (A_{T,1,0} - A_{T,2,0}) A_{V,\text{Seg},1} \frac{p_0}{V_0} + (p_0 - p_u) \left. \frac{\partial A_{T,1}}{\partial r_{K,1}} \right|_0 , \\ k_{x,2} &= -\gamma (A_{T,1,0} - A_{T,2,0}) A_{V,\text{Seg},2} \frac{p_0}{V_0} - (p_0 - p_u) \left. \frac{\partial A_{T,2}}{\partial r_{K,2}} \right|_0\end{aligned}\tag{A.55}$$

und den in Gl. (2.27) beschriebenen Tragflächen. Für die verwendete Konfiguration des Aktors und der Luftfeder ergibt sich für den Arbeitspunkt die Konstante $\hat{K} \approx 105\,890 \text{ N/m}$.

Anhang B

Experiment

B.1 Hydraulischer Doppellinearaktor

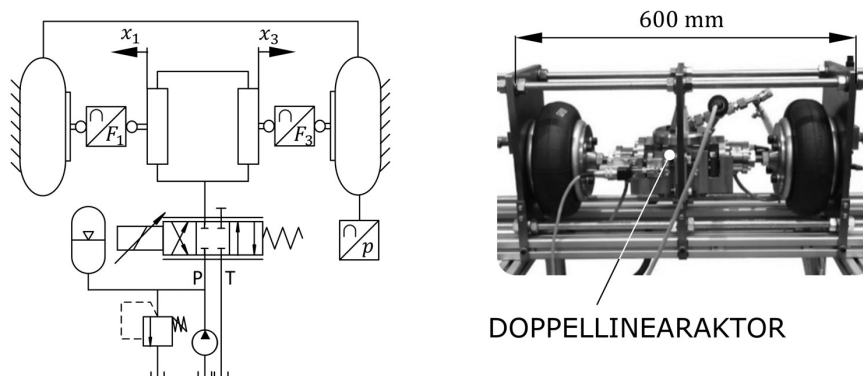


Abbildung B.1 – Versuchsstand zur experimentellen Charakterisierung des Doppellinearaktors.

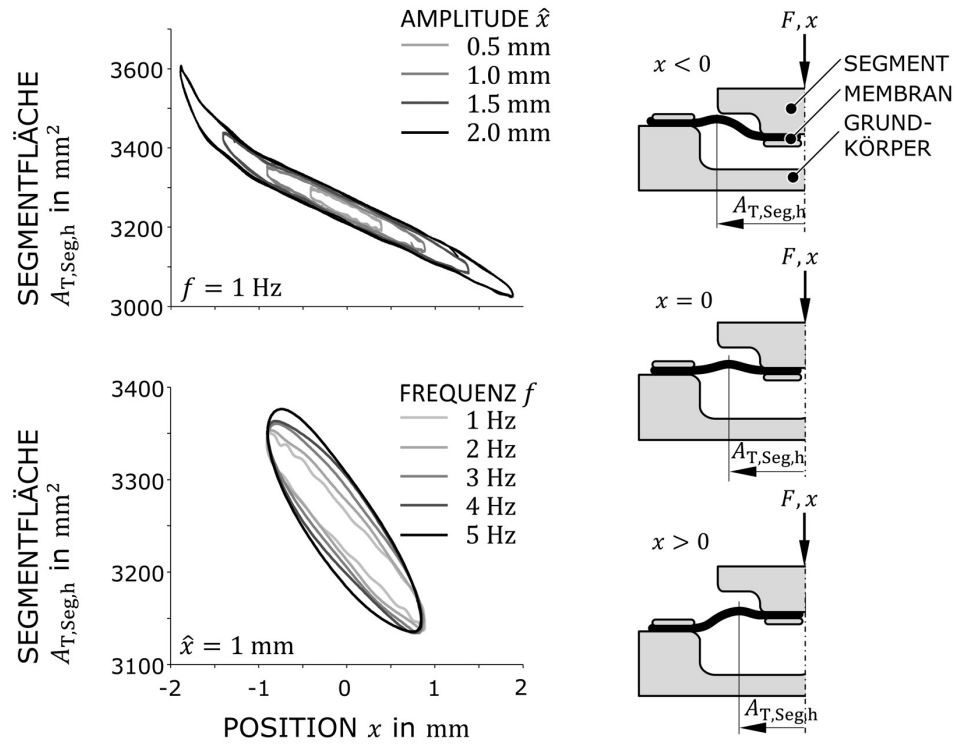


Abbildung B.2 – Aus Messungen berechnete hydraulische Tragflächen $A_{T,Seg,h}$ des Doppellinearaktors bei harmonischer Weganregung $x = \hat{x} \sin(2\pi f t)$. Die Skizzen auf der rechten Seite zeigen die Abhängigkeit der Tragfläche vom Hub x .

B.2 Komponenten und Sensorik

Tabelle B.1 – Liste der verwendeten Versuchskomponenten. Weitere Information sind in [42] hinterlegt.

Kennz.	Beschreibung	Typ
0.2	Asynchron-Elektromotor Inverter Radialkolbenpumpe	Lenze M55AP112M045F0ECT Lenze 8400 motec 7,5/400-3 Daimler MBC
1.3	doppeltwirkender Hydraulikzylinder	Roemheld 1293-10-0070
1.9	Wege-Regelventil	Bosch Rexroth 4WRPEH6C3B40L-3XM24A1
ohne	Rollbalg oben	Vibracoustic Kreuzlagenbalg <ul style="list-style-type: none"> • 95 mm Wickeldurchmesser • 18 ° Fadenwinkel • 310.5 mm Länge
ohne	Rollbalg unten	Vibracoustic Kreuzlagenbalg <ul style="list-style-type: none"> • 86.5 mm Wickeldurchmesser • 18 ° Fadenwinkel • 314 mm Länge

Tabelle B.2 – Messgrößen und verwendete Sensorik (FS: full scale, MW: Messwert, Lin.: Linearität, Lin.abw.: Linearitätsabweichung). Die Sensorpositionierung kann über die Kennzeichnung aus Abbildung B.3 entnommen werden.

Variable	Messgröße	Kennz.	Sensor	Wirkprinzip	Messbereich	Messfehler	Seriennummer
$a_{Q,z}$	z-Beschleunigung Querhaupt		PCB-M62B02	Piezo	(−10...10) g	±1 % FS	12696
F	Kraft Luftfeder		HBM 1-U10M/12.5kN	mechanisch-elektrische Widerstandsänd.	(−12.5...12.5) kN	±0.04 % FS	016539S
I_E	Strangstrom Elektromotor		LEM AT50 B10	induktiv	(0...80) l/min	±0.5 % FS	LE01
p	Druck Luftfeder		Keller PAA 33x	piezoresistiv	(0...30) bar (abs.)	±0.1 % FS	353488
p_1	Hydraulikdruck Kammer 1	1.2	Keller 4 LC	piezoresistiv	(3...50) bar	±0.25 % FS	KE09
$p_{1\text{ext}}$	Hydraulikdruck Kammer 1 (extern)	1.5	Keller PAA 33x	piezoresistiv	(0...50) bar (abs.)	±0.1 % FS	431003
p_2	Hydraulikdruck Kammer 2	1.8	Keller 4 LC	piezoresistiv	(3...50) bar	±0.25 % FS	KE10
$p_{2\text{ext}}$	Hydraulikdruck Kammer 2 (extern)	1.6	Keller PAA 33x	piezoresistiv	(0...50) bar (abs.)	±0.1 % FS	535685
p_A	Hydraulikdruck Kammer A	1.3	Keller PA 23	piezoresistiv	(0...200) bar	±0.2 % FS	KE04
p_B	Hydraulikdruck Kammer B	1.4	Keller PA 23	piezoresistiv	(0...200) bar	±0.2 % FS	KE05
p_R	Hydraulikdruck Rücklauf	1.7	Keller PAA 33x	piezoresistiv	(0...10) bar (abs.)	±0.1 % FS	605587
p_S	Hydraulikdruck System	1.1	Keller PA 23	piezoresistiv	(0...200) bar	±0.2 % FS	KE03
Q	Ölvolumenstrom Pumpe	4.1	VSE 1/8	Zahnrad	(0...50) A	±0.3 % MW	17001
T	Lufttemperatur Luftfeder		THM Typ K	thermoelektrisch	(0...100) °C	±1.5 °C	TH01
T_S	Öltemperatur System	2.1	Hydac ETS 4100	thermisch-elektrische Widerstandsänd.	(−25...100) °C	±0.4 % FS	648P016436
x	Position Hydraulikzylinder	3.2	Novotechnik TS-0025	potentiometrisch	(0...14) mm	±0.2 % Lin.	NO01
$x_{1,1}$	Segmentposition	3.8	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA01
$x_{1,3}$	Segmentposition	3.5	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA02
$x_{1,4}$	Segmentposition	3.7	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA03
$x_{2,1}$	Segmentposition	3.4	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA04
$x_{2,3}$	Segmentposition	3.3	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA05
$x_{2,4}$	Segmentposition	3.6	Baluff BIP0001	induktiv	(0...14) mm	±0.25 mm Lin.abw.	BA06
z	Einfederung Luftfeder		MTS LVDT/14	induktiv	(−177.5...177.5) mm	±0.5 % MW	MT02

B.3 Hydraulikschaltplan

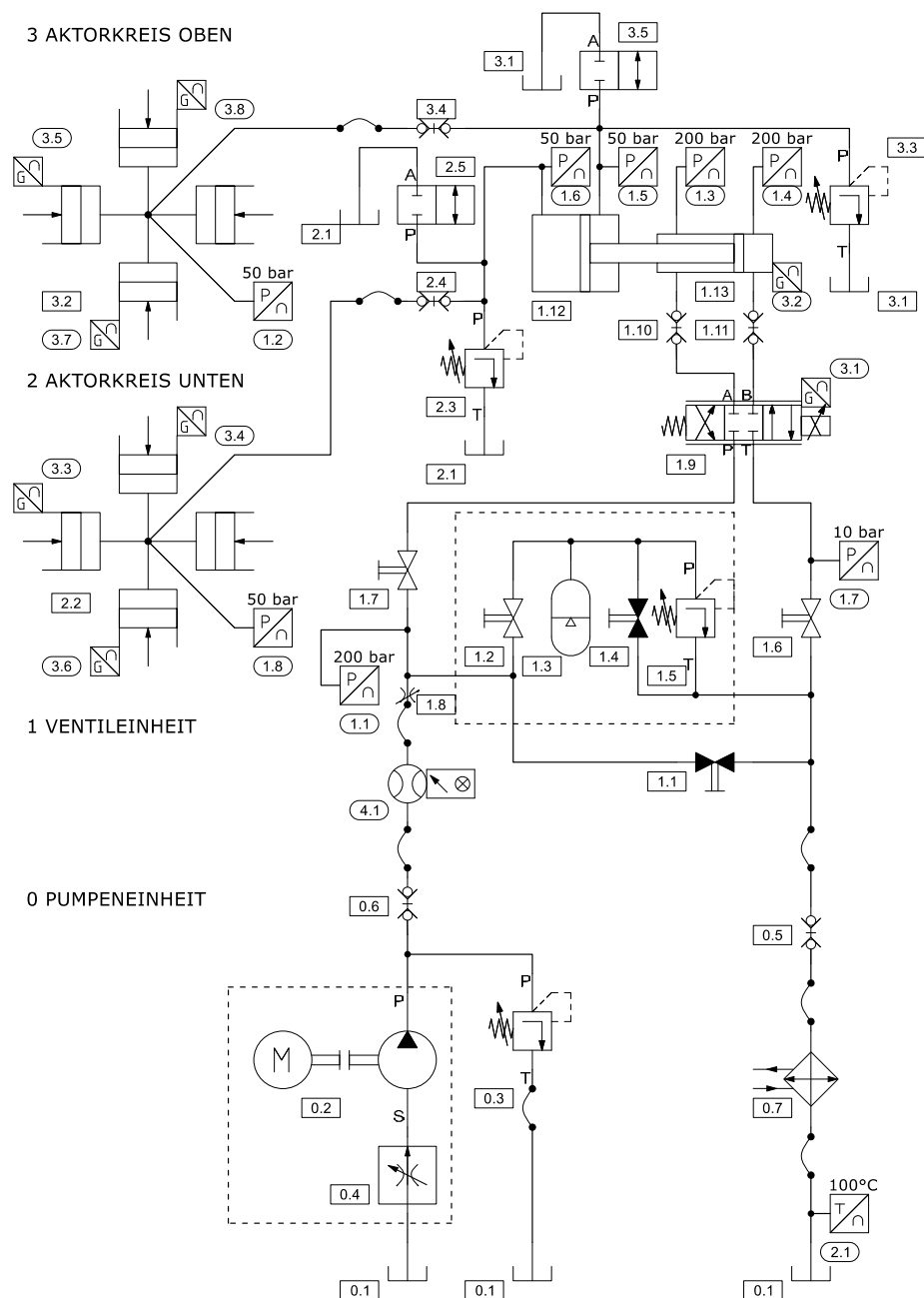


Abbildung B.3 – Hydraulikschaltplan des Versuchsaufbaus.

B.4 Analyse von Strukturschwingungen der Prüfmaschine und deren Einfluss auf die Messungen

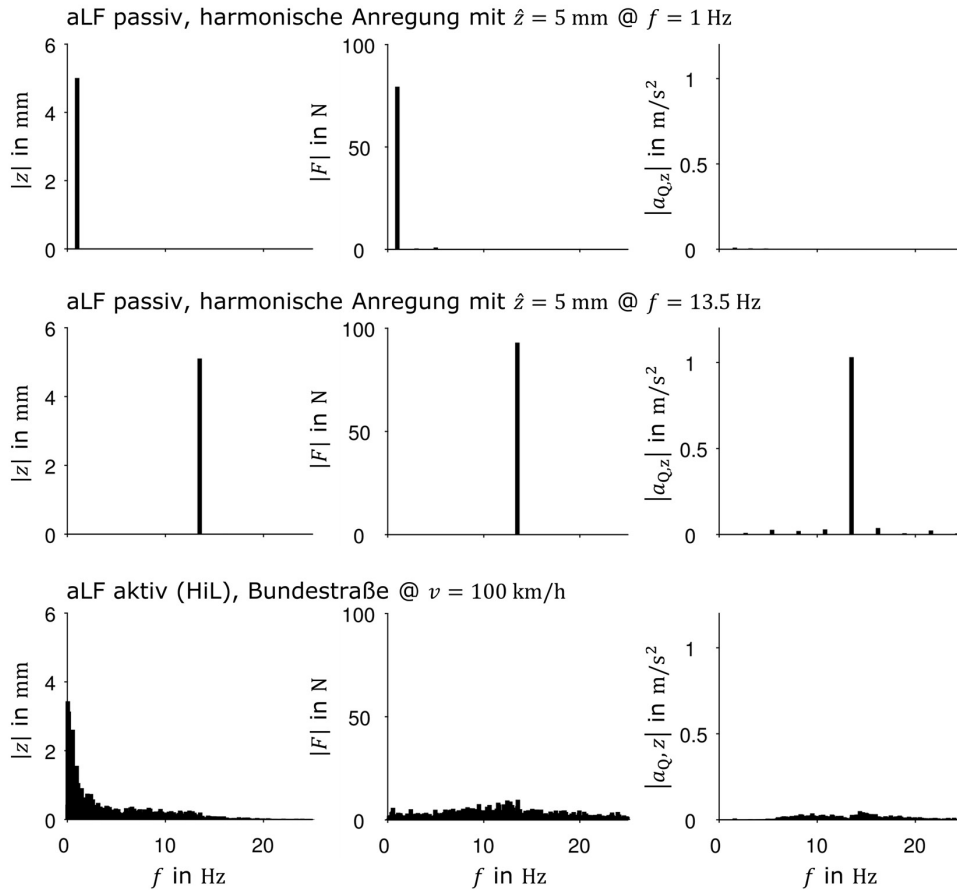


Abbildung B.4 – Referenzmessungen zur Analyse von Strukturschwingungen der hydraulischen Prüfmaschine bei Versuchen mit der aktiven Luftfeder (aLF) und deren Einfluss auf die Kraftmessung. Bei jeder Messung werden die Einfederung z , die gemessene Kraft F sowie die Beschleunigung des Querhauptes $a_{Q,z}$ der Prüfmaschine ausgewertet. Bei harmonischer Anregung mit der Frequenz von 13.5 Hz (mittlere Diagrammreihe) ist die Strukturschwingung anhand des Beschleunigungssignals deutlich sichtbar. Bei harmonischen Anregungen mit anderen Frequenzen oder bei HiL-Messungen – in diesem Fall die Überfahrt der Bundesstraße mit 100 km/h – ist dies im relevanten Frequenzbereich bis 25 Hz nicht der Fall (Messdatenerfassung mit einer Abtastfrequenz von 2 kHz, Darstellung des Frequenzbereichs bis 25 Hz).

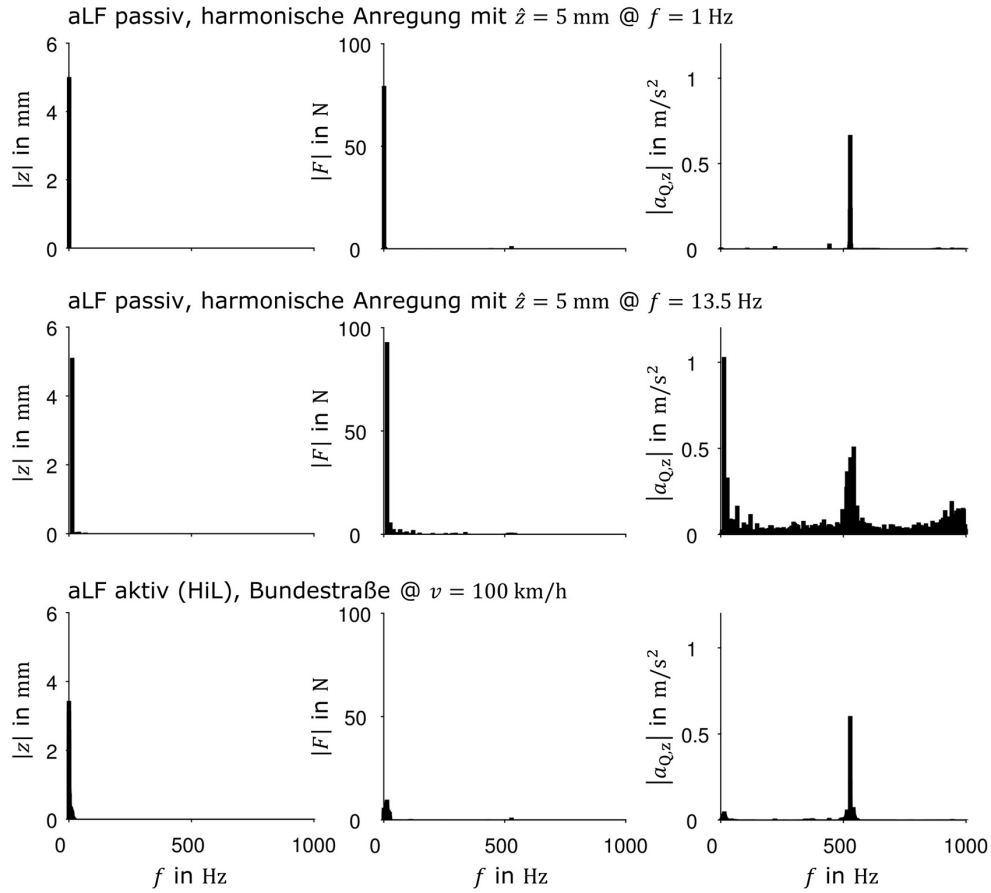


Abbildung B.5 – In dieser Abbildung ist dieselbe Messung wie in Abbildung B.4 dargestellt, jedoch im Frequenzbereich von (0...1) kHz. Der Peak bei ca. 520 Hz kann eindeutig der Axialkolbenpumpe, die zur Leistungsversorgung der Prüfmaschine verwendet wird, zugeordnet werden. Die Störung liegt allerdings außerhalb des für die Messungen relevanten Frequenzbereichs bis 25 Hz.

B.5 HiL-Versuche

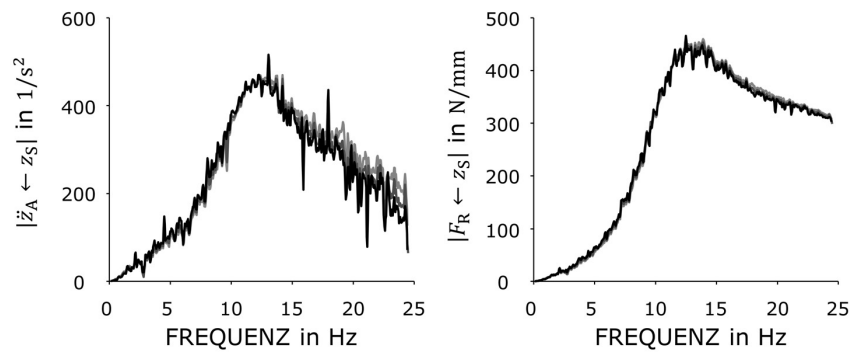


Abbildung B.6 – In HiL-Versuchen bestimmte Frequenzgänge für die aktive Luftfeder mit Preview bei verschiedenen Straßenanregungen (Hellgrau: Autobahn mit 130 km/h, Dunkelgrau: Bundesstraße mit 100 km/h und Schwarz: Landstraße mit 70 km/h).



Abbildung B.7 – Der oberere und der untere Rollbalg nach der gefahrenen Strecke von ca. 4800 km. Am oberen Rollbalg ist deutlich der mechanische Abtrag zu erkennen, der zu einer Leckage geführt hat. Am unteren Rollbalg hingegen ist keine Abrasion zu erkennen.

Anhang C

Sonstiges

C.1 Vorauslegung der Luftfeder für den Einsatz in einem Fahrzeug der Oberklasse

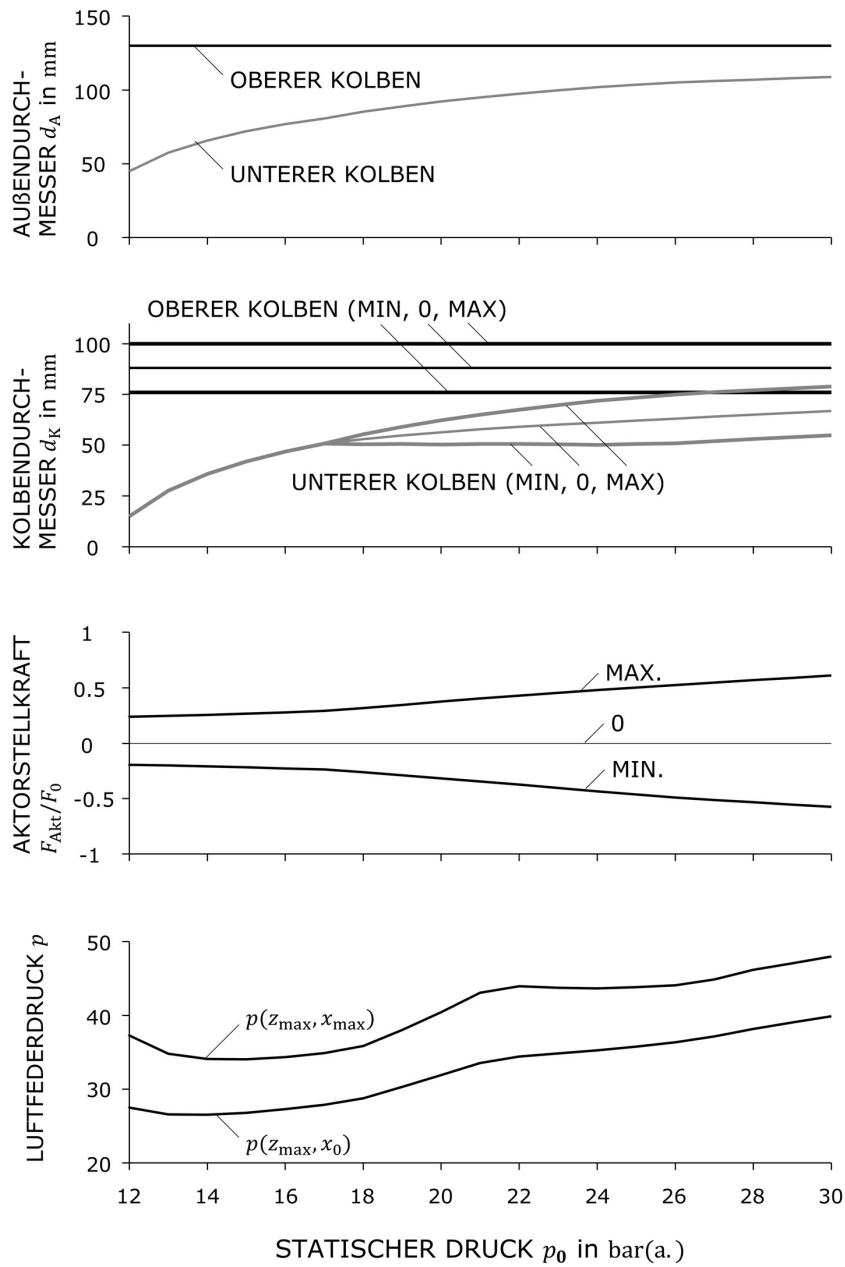


Abbildung C.1 – Ergebnisse (Kolbengeometrien, Stellkraft und maximale Luftfederdrücke) der Auslegung der aktiven Doppelbalg-Luftfeder für ein Oberklassefahrzeug in Anlehnung an Puff [104]. Bis zu einem statischen Druck von 17 bar(a.) ist aufgrund des geringen Durchmessers die Integration eines Aktors in den unteren Abrollkolben nicht möglich. Die dargestellten Drücke ergeben sich bei maximaler Einfederung der Luftfeder z_{\max} und der Aktorik in Mittelstellung ($x = x_0$) bzw. komplett ausgefahren ($x = x_{\max}$).

Eigene Veröffentlichungen

Publikationen

- [1] T. Bedarff, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Design of an Active Air Spring Damper“. In: *9th International Fluid Power Conference* (Dresden). 2014, S. 356–365.
- [2] N. Brötz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Integrated Fluid Dynamic Vibration Absorber for Mobile Applications“. In: *11th International Fluid Power Conference* (Aachen). Bd. 1. 2018, S. 14–24.
- [3] I. Dietrich, P. Hedrich, C. Bölling, N. Brötz, F. Geßner und P. F. Pelz. „Concept of a Resilient Process Chain to Control Uncertainty of a Hydraulic Actuator“. In: *Applied Mechanics and Materials* 885 (2018), S. 156–169.
- [4] B. Dörig, T. Ederer, P. Hedrich, U. Lorenz, P. F. Pelz und P. Pöttgen. „Design of an Active Air Spring Damper“. In: *9th International Fluid Power Conference* (Dresden). 2014, S. 152–160.
- [5] P. Hedrich, N. Brötz und P. F. Pelz. „Resilient Product Development – a New Approach for Controlling Uncertainty“. In: *Applied Mechanics and Materials* 885 (2018), S. 88–101.
- [6] P. Hedrich, F. J. Cloos, J. Würtenberger und P. F. Pelz. „Comparison of a New Passive and Active Technology for Vibration Reduction of a Vehicle under Uncertain Load“. In: *Applied Mechanics and Materials* 807 (2015), S. 57–66.
- [7] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. „Design and Realization of an Adjustable Fluid Powered Piston for an Active Air Spring“. In: *10th International Fluid Power Conference* (Dresden). Bd. 1. 2016, S. 571–582.

- [8] P. Hedrich, E. Lenz, N. Brötz und P. F. Pelz. „Active Pneumatic Suspension for Future Autonomous Vehicles: Design, Prove of Concept and Hardware-in-the-Loop Simulations“. In: *11th International Fluid Power Conference* (Aachen). Bd. 3. 2018, S. 352–365.
- [9] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Minimierung von Kinetose beim autonomen Fahren“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 120.7-8 (2018), S. 70–75.
- [10] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Minimizing of Kinetosis during Autonomous Driving“. In: *ATZ Worldwide* 120.7-8 (2018), S. 68–75.
- [11] P. Hedrich, E. Lenz und P. F. Pelz. „Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung“. In: *VDI-Fachtagung Schwingungen* (Nürtingen). VDI-Berichte. 2017, S. 447–460.
- [12] P. Hedrich, P. F. Pelz, M. Nakhjiri, S. Fäth und S. Dehlwes. „Luftdämpfung als zukunftsweisende Technologie im Nutzfahrzeugbereich? Optimale Auslegung eines Luftfederdämpfers“. In: *3. VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung* (Leonberg). VDI Berichte. 2015, S. 145–153.
- [13] E. Lenz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente“. In: *Forschung in Ingenieurwesen* 82.3 (2018), S. 171–185.
- [14] P. F. Pelz, F. J. Cloos, T. Corneli, P. Hedrich und M. Nakhjiri. „Leichtbauteile für Fahrwerke“. In: *3. VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung* (Leonberg). VDI Berichte. 2015, S. 121–129.
- [15] M. Utz, P. Hedrich und P. F. Pelz. „Computing an Operating Strategy for an Active Body Control with Dynamic Programming in the Automotive Area“. In: *ECCOMAS Congress 2016 - VII European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering* (Crete). 2016.

Patente und Erfindungen

- [1] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. „Aktor mit einem linear verlagerten Stellglied“. Patent DE 102015120011 A1. 18. Mai 2017.
- [2] P. Hedrich und P. F. Pelz. „Anordnung einer aktiven Luftfeder für Einzelradaufhängungen niedrigbauender Fahrwerke (eingereicht)“. Patent DE 102018127301.0. 31. Okt. 2018.
- [3] P. Hedrich und P. F. Pelz. „Luftfedersystem (eingereicht)“. Patent DE 102018120023.4. 16. Aug. 2018.